

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Vyvažování rotoru s převislým koncem

Overhung Rotor Balancing

Student:

Roman Lazecký

Vedoucí bakalářské práce:

Mgr. Ing. Alena Bilošová, Ph.D.

OSTRAVA 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student:	Roman Lazecký
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma:	Vyvažování rotoru s převislým koncem Overhung Rotor Balancing

Zásady pro vypracování:

1. Zpracování teoretické části práce, ve které bude pojednáno o typech nevývahy rotorů a o metodice provozního vyvažování ve dvou rovinách s uvedením specifik pro rotor s převislým koncem.
2. Návrh úpravy stávajícího modelu, který je v předmětu Vibrační diagnostika používán pro vyvažování ve dvou rovinách tak, aby umožňoval realizaci rotoru s převislým koncem.
3. Zpracování výkresové dokumentace upraveného modelu.
4. Rotor bude navržen tak, aby pracoval pod kritickými otáčkami. Kritické otáčky budou orientačně určeny výpočtem a po realizaci modelu ověřeny experimentálně.
5. Ověření funkčnosti modelu a sestavení návodu pro cvičení "Vyvažování rotoru s převislým koncem", které bude zařazeno do předmětu Vibrační diagnostika.

Seznam doporučené odborné literatury:

GASCH, R., PFÜTZNER, H. *Dynamika rotorů*. Praha: SNTL, 1980.

FRYML, B., BORŮVKA, V. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. Praha: SNTL, 1962.

BROUSIL, J., SLAVÍK, J., ZEMAN, V.. *Dynamika*. Praha : SNTL, 1989. 328 s. ISBN 80-03-00164-1.

Biloš, J. *Vibrační diagnostika* [online]. Dostupný z www:

<http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>

PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 30.6.2009 [cit. 2009-09-22]. Dostupný z www:

<<http://www.345.vsb.cz/KE%20vyuka/Jak%20ps%C3%A1t%20cerven%202009.pdf>>.

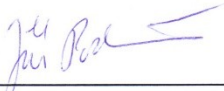
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Mgr. Ing. Alena Bilošová, Ph.D.**

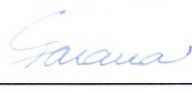
Datum zadání: 13.10.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Roman Lazecký

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Těškovice 161

747 64 Česká republika

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LAZECKÝ, R. *Vyvažování rotoru s převislým koncem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011, 64 s. Vedoucí práce: Bilošová, A.

Cílem bakalářské práce je navrhnout a ověřit metodiku vyvažování rotoru s převislým koncem, která bude použita pro výuku. V úvodu práce je pojednáno o typech nevývahy rotorů a o metodice provozního vyvažování ve dvou rovinách s uvedením specifik pro rotor s převislým koncem. Je navržena úprava stávajícího modelu pro vyvažování ve dvou rovinách a provedena samotná realizace vyvažování. Výsledky vyvažování a úprava modelu je uvedena v příloze bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LAZECKÝ, R. *Overhung Rotor Balancing: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2011, 64 p. Thesis head: Bilošová, A.

The aim of this bachelor thesis is to design and to test methodology for overhung rotor balancing, which will be used for teaching later on. In the introduction, the types of rotor imbalance and methodology of operational two planes balancing are discussed, indicating the specifics of an overhung rotor. Modification of the existing model for two plane balancing was proposed and implemented and balancing itself was performed. The results of balancing and adjustment of the model is given in the annex of the thesis.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	9
1 ÚVOD.....	12
2 KMITÁNÍ.....	14
2.1 Volný netlumený kmitavý pohyb.....	14
2.2 Volný tlumený kmitavý pohyb.....	17
2.3 Kmitavý pohyb vynucený harmonickou budící silou	19
2.4 Kmitání buzené rotující hmotou.....	23
3 MĚŘENÍ VIBRACÍ.....	25
3.1 Základní parametry.....	25
3.2 Hodnocení stroje dle ČSN ISO 10816	27
4 ROTORY A JEJICH VYVAŽOVÁNÍ	28
4.1 Typy nevyváženosti rotorů.....	28
4.1.1 Statická nevyváženost	29
4.1.2 Dynamická nevyváženost.....	29
4.1.3 Obecná nevyváženost.....	30
4.2 Projev nevývahy ve spektru	31
4.3 Rotory	32
4.4 Kritické otáčky	33
4.5 Vyvažování	34
4.5.1 Statické vyvažování rotoru.....	34
4.5.2 Vyvažování na vyvažovacích strojích.....	34
4.5.3 Provozní vyvažování	37
4.5.4 Vyvažování převislých rotorů	39
5 NÁVRH MODELU.....	41
5.1 Popis modelu	41
5.2 Úprava modelu.....	42
5.3 Určení kritických otáček.....	43
5.3.1 Určení kritických otáček – výpočet.....	43

5.3.2	Určení kritických otáček – experimentálně	44
6	MĚŘENÍ	46
7	VYVAŽOVÁNÍ PŘEVISLÝCH ROTORŮ V PRAXI.....	51
8	ZÁVĚR	55
9	POUŽITÁ LITERATURA.....	56
10	PŘÍLOHY	57

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
C, x_a	Amplituda	[m]
D	Nevývažek	[kg]
E	Modul pružnosti v tahu	[Pa]
F_a	Amplituda budící síly	[N]
F_b	Tlumící síla	[N]
F_k	Direkční síla	[N]
$F_{od,P}$	Odstředivá síla	[N]
$F_{(t)}$	Harmonická síla	[N]
I, II	Vyvažovací roviny	[-]
J	Moment setrvačnosti	[m ⁴]
M_d	Moment dvojice odstředivých sil	[N · m]
O	Osa setrvačnosti	[-]
Q	Vývažek	[kg]
T	Perioda	[s]
X	Vektor kmitů ložiskových podpor	[m · s ⁻¹]
a, \ddot{x}	Zrychlení	[m · s ⁻²]
b	Součinitel tlumení	[N · s · m ⁻¹]
d	Průměr hřídele	[m]

e	Excentricita	[m]
f	Vlastní frekvence	[s ⁻¹]
i	Imaginární jednotka	[-]
k	Tuhost	[N · m ⁻¹]
l _o	Volná délka pružiny	[m]
m	Hmotnost tělesa	[kg]
m _n	Hmotnost nevyvážené hmoty	[kg]
m _r	Hmotnost rotujícího nevyvážku	[kg]
m _T	Zkušební závaží	[kg]
n	Otáčky	[ot · s ⁻¹]
r _n	Poloměr nevyvážené hmoty	[m]
t	Čas	[s]
v, \dot{x}	Rychlost	[m · s ⁻¹]
v ₀ , v ₁ , v _T	Vektory	[-]
v _{ef}	Efektivní rychlost vibrací	[m · s ⁻¹]
w	Pomocný vývažek	[kg]
x	Souřadnice polohy těžiště	[m]
Ω _o	Vlastní kruhová frekvence	[s ⁻¹]
α	Příčnickový činitel	[-]
δ	Konstanta doznívání	[s ⁻¹]

η	Činitel naladění	[-]
λ	Kořen rovnice	[-]
ξ	Poměrný útlum	[-]
ϕ, φ	Fázový posuv	[rad]
φ	Úhel natočení osy rotace vůči ose setrvačnosti	[°]
ω	Kruhová frekvence	[s ⁻¹]

1 Úvod

Vibrace jsou nedílnou součástí každého strojního zařízení. Aby byl chod strojního zařízení vyhovující, musí být budící síly, které vyvolávají vibrace, minimální. Nevýváženost vzniká nerovnoměrným rozložením hmot tělesa k ose rotace a má za následek vibrace, které způsobují snížení životnosti stroje, zvýšení hluku, snížení doby bezporuchového provozu, ovlivnění okolí, nebo nepříznivého působení na obsluhu stroje. Vyvažování snižuje vibrace a napomáhá tak odstranit či snížit nežádoucí vlivy.

První krůčky v oblasti vyvažování učinil světoznámý umělec a vynálezce Leonardo da Vinci (1452–1519), který ve svých důmyslných vynálezech použil pohyblivých protizávaží k usnadnění pohybu mechanismů. Rotující části měly v této době malé otáčky a tuhé nosníkové podpory, proto se vyvažovaly kýváním nebo vůbec. V polovině 19. století se začaly vyvažovat střely, protože nevyvážená střela způsobovala zhoršení přesnosti střelby. Problémem vyvažování se staly rotory parních turbín a kompresorů s vysokými otáčkami, který přetrvává i v dnešní době. V průběhu let 1900–1920 se do provozu dostaly turbíny s reduktorem a provozními otáčkami až 7500 min^{-1} , které vyžadovaly dobré dynamické vyvažování ve dvou rovinách a přesnější měření kmitání. Okolo roku 1910 vznikly rychloběžné typy generátorů střídavého proudu a motorů, kde bylo do výrobního procesu zahrnuto vyvažování. Vývoj vyvažování lze rozdělit do několika etap. První etapa se vyznačovala předpokladem, že rotor je tuhé těleso a příslušná teorie, metody i stroje byly hotové kolem roku 1930. Další etapa zahrnující rotory, jejíž pracovní otáčky převyšovaly zhruba polovinu kritických otáček, byla dokončena zavedením modelu „kotoučového rotoru“ s nehmotným pružným modelem roku 1919, který je dodnes používán. Poslední etapa vyvažování rotorů, vznikající kolem roku 1960, předpokládá, že vyváženost rotorů je jedním z faktorů, které ovlivňují výsledné dynamické vlastnosti celé mechanické soustavy.^[8]

V této bakalářské práci bude zpracována teoretická část, ve které bude pojednáno o mechanickém kmitání, základních vlastnostech kmitavých pohybů, o typech nevývahy rotorů, projevu nevývahy ve spektru a problematice kritických otáček. Velká kapitola bude věnována vyvažování, kde bude pojednáno o provozním vyvažování ve dvou rovinách se specifikem pro rotor s přepislým koncem. V teoretické části bude také zmínka o exkurzi v Elektrárně Ostrava-Třebovice, kde se vyvažoval mlýnský ventilátor MV 142.

V praktické části bude navržena úprava stávajícího modelu, který je v předmětu Vibrační diagnostika používán pro vyvažování ve dvou rovinách tak, aby umožňoval realizaci rotoru s převislým koncem. Bude zpracována výkresová dokumentace upraveného modelu. Rotor bude navržen tak, aby pracoval pod kritickými otáčkami, které budou orientačně určeny výpočtem a po realizaci modelu ověřeny experimentálně. Bude ověřena funkčnost modelu a proběhne vyvažování rotoru s převislým koncem pomocí metody provozního vyvažování ve dvou rovinách, ke kterému bude sestaven návod do cvičení „Vyvažování rotoru s převislým koncem“, který bude zařazen do předmětu Vibrační diagnostika.

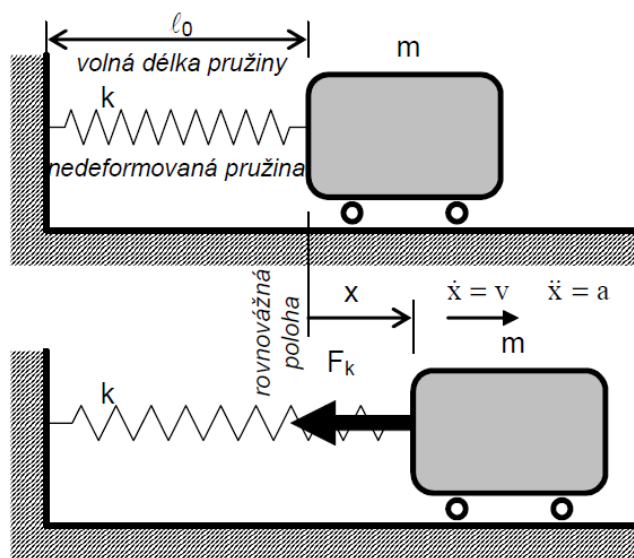
2 Kmitání

Problémy kmitání se vyskytují v důležitých oborech fyziky a techniky. Pro strojírenství má hlavně význam mechanické kmitání, protože doprovází chod každého stroje. Z různých hledisek se mechanické kmitání rozděluje podle charakteru, vzniku, průběhu a typu fyzikálních charakteristik mechanické soustavy. V praxi většinou vzniká kmitavý pohyb se dvěma nebo s více stupni volnosti. Základní vlastnosti kmitavých pohybů lze ukázat na kmitavých pohybech s jedním stupněm volnosti.^[3]

Soustava s jedním stupněm volnosti je taková, jejíž poloha je jednoznačně určena v každém okamžiku jedinou souřadnicí. Pohyb mnoha technických aplikací lze znázornit tímto modelem. Výpočty v této kapitole jsou převzaty z [9].

2.1 Volný netlumený kmitavý pohyb

Mechanický model popisující volný netlumený kmitavý pohyb s jedním stupněm volnosti je znázorněn na obr. 2.1 a je nejjednodušším mechanickým modelem kmitání. Skládá se z tuhého tělesa o hmotnosti m , které se pohybuje po vodorovné dokonale hladké podložce bez odporu prostředí. Těleso je uchyceno k rámu nehmotnou pružinou s tuhostí k , v níž vzniká síla lineárně závislá na její deformaci. Počátek souřadnic se volí v místě stabilní rovnovážné polohy, tedy tam, kde je minimální potenciální energie.^[3]



Obr. 2.1 - Model mechanické kmitající netlumené soustavy^[9]

Zde m - hmotnost tělesa $[kg]$,

k - tuhost pružiny $[N \cdot m^{-1}]$,

x - souřadnice určující polohu tělesa a také deformaci pružiny $[m]$,

l_o - volná délka pružiny $[m]$.

Při posunutí tělesa vzniká v pružině tzv. direkční síla, která je dána vztahem:

$$F_k = k \cdot x \quad (2.1)$$

a její smysl je vždy proti smyslu deformace pružiny. Pohybová rovnice bude mít tvar:

$$m \cdot a = \sum_i F_i = -F_k \quad (2.2)$$

neboli:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (2.3)$$

a po úpravě:

$$\ddot{x} + \Omega_o^2 \cdot x = 0 \quad (2.4)$$

kde:

$$\Omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

je vlastní kruhová frekvence (nebo taky úhlová) netlumeného kmitání.

Pro harmonický pohyb je důležitá perioda neboli doba kmitu (2.6). Je to nejkratší doba, po níž se pohyb opakuje. Při znázornění rotujícím vektorem je to doba jednoho oběhu vektoru.

$$T_o = \frac{2 \cdot \pi}{\Omega_o} \quad (2.6)$$

Vlastní frekvence je převrácená hodnota periody, která je dána vztahem:

$$f_o = \frac{\Omega_o}{2 \cdot \pi} \quad (2.7)$$

Řešení dané pohybové rovnice je:

$$x_{(t)} = C \cdot \sin(\Omega_o \cdot t + \phi_o) \quad (2.8)$$

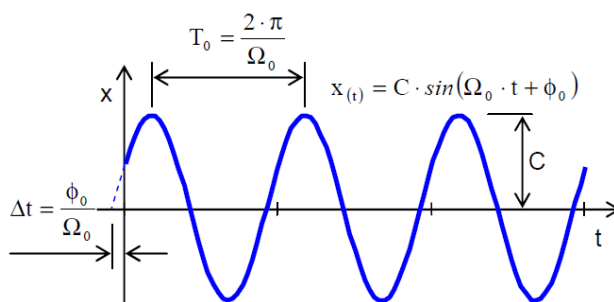
nebo:

$$x_{(t)} = A \cdot \cos(\Omega_o \cdot t) + B \sin(\Omega_o \cdot t) \quad (2.9)$$

kde C - amplituda $[m]$,

ϕ_o - fázový posuv $[rad]$.

Časový průběh souřadnice x je znázorněn na obr. 2.2.



Obr 2.2 - Časový průběh souřadnice x ^[9]

Konstanty A a B , resp. C a ϕ_0 jsou integrační konstanty diferenciální pohybové rovnice (2.3) resp. (2.4), které se určí z počátečních podmínek. Rychlost pohybu se obdrží derivací podle času:

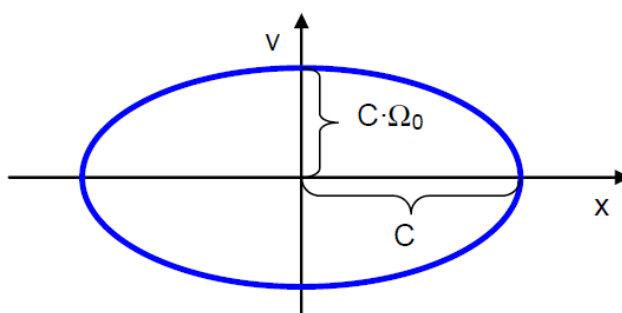
$$v = \dot{x} = C \cdot \Omega_0 \cdot \cos(\Omega_0 \cdot t + \phi_0) \quad (2.10)$$

Další derivací rovnice (2.10) podle času se dostane zrychlení:

$$a = \ddot{x} = -C \cdot \Omega_0^2 \cdot \sin(\Omega_0 \cdot t + \phi_0) \quad (2.11)$$

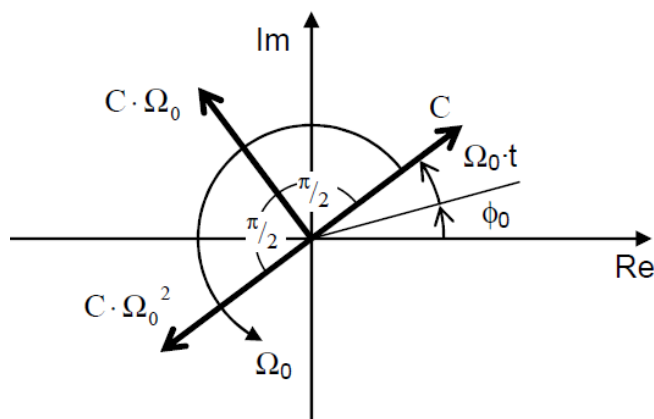
Vyloučením času se získá z rovnic (2.8) a (2.10) eliptická závislost mezi výchylkou a rychlostí kmitání (2.12). Jedná se o zobrazení ve fázové rovině patrné z obr. 2.3.

$$\frac{x^2}{C^2} + \frac{v^2}{C^2 \cdot \Omega_0^2} = 1. \quad (2.12)$$



Obr. 2.3 - Fázová rovina^[9]

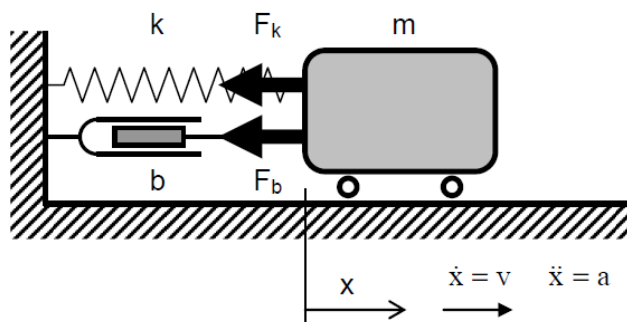
Výhodné bývá znázornit harmonický pohyb rotujícím vektorem v komplexní rovině (viz obr. 2.4). Na vodorovnou osu se vynáší reálné a na svislou osu imaginární složky komplexního čísla.



Obr. 2.4 - Komplexní rovina^[9]

2.2 Volný tlumený kmitavý pohyb

Z řešení netlumeného kmitání vyplynulo, že se tento pohyb periodicky opakuje nekonečně dlouho s konstantní amplitudou. Ve skutečnosti se amplituda kmitavého pohybu zmenšuje, až tento pohyb zanikne. Aby se mechanický model přiblížil této skutečnosti, zavádí se do něj tzv. viskózní tlumení, které se modeluje jako hydraulický tlumič připojený k pružině (viz obr. 2.5).^[3]



Obr. 2.5 - Mechanický model kmitající tlumené soustavy^[9]

Zde b - součinitel tlumení [$N \cdot s \cdot m^{-1}$]

Při posunutí tělesa vznikne kromě směrové síly (2.1) také tzv. tlumící síla, která je lineárně závislá na rychlosti pohybu:

$$F_b = b \cdot \dot{x} \quad (2.13)$$

Pohybová rovnice má pak tvar:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0 \quad (2.14)$$

a po úpravě:

$$\ddot{x} + 2 \cdot \delta \cdot \dot{x} + \Omega_0^2 \cdot x = 0 \quad (2.15)$$

kde:

$$\delta = \frac{b}{2 \cdot m} \quad (2.16)$$

je konstanta dozívání a

$$\Omega = \sqrt{\Omega_o^2 - \delta^2} \quad (2.17)$$

je vlastní kruhová frekvence tlumeného kmitání.

Rovnice (2.15) je homogenní rovnice druhého řádu s konstantními koeficienty, jejíž řešení lze předpokládat ve tvaru:

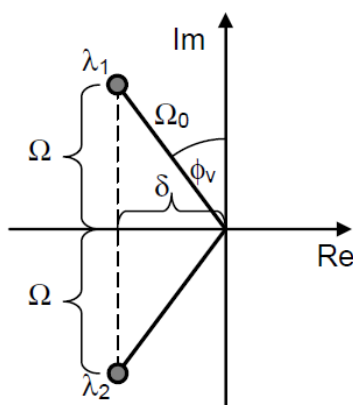
$$x = C \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (2.18)$$

Charakteristická rovnice má tvar:

$$\lambda^2 + 2 \cdot \delta \cdot \lambda + \Omega_o^2 = 0 \quad (2.19)$$

a její kořeny, patrné z obr. 2.6, jsou:

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i \cdot \sqrt{\Omega_o^2 - \delta^2} \quad (2.20)$$

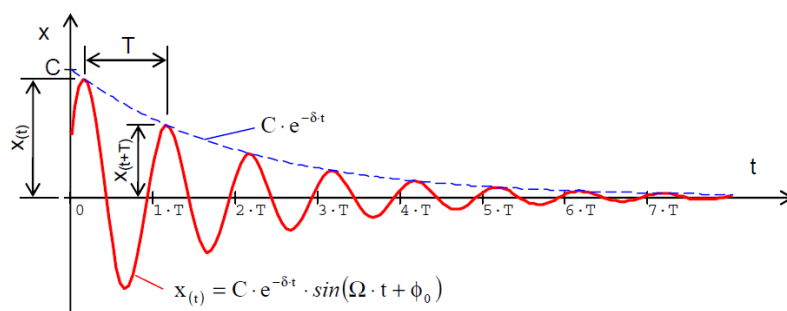


Obr. 2.6 - Kořeny charakteristické rovnice^[9]

Pro podkritické tlumení, kdy $\delta < \Omega_o$, je řešení pohybové rovnice (2.14):

$$x_{(t)} = C \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\Omega \cdot t + \phi_o) \quad (2.21)$$

a dojde ke kmitavému pohybu. Časový průběh výchylky je zobrazen na obr. 2.7.



Obr. 2.7 - Časový průběh výchylky^[9]

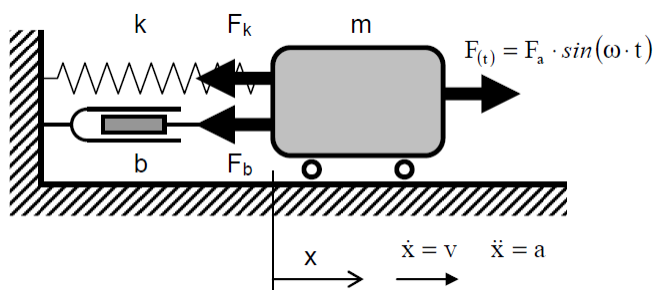
Pokud je $\delta > \Omega_o$, jedná se o nadkritické tlumení, kde je průběh výchylky exponenciální a nedojde vůbec k rozvinutí kmitavého pohybu.

Vyjádření poměru výchylky v čase (t) k výchylce v čase posunutě o jednu periodu (t+T) je konstantní:

$$\frac{x_t}{x_{t+T}} = \frac{C \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\Omega \cdot t + \phi_o)}{C \cdot e^{-\delta \cdot (t+T)} \cdot \sin[\Omega \cdot (t+T) + \phi_o]} = e^{\delta \cdot T} \quad (2.22)$$

2.3 Kmitavý pohyb vynucený harmonickou budící silou

Mechanický model kmitavého pohybu vynuceného harmonickou budící silou je znázorněn na obr. 2.8.



Obr. 2.8 - Mechanický model vynucený harmonickou budící silou^[9]

Časový průběh harmonické budící síly je:

$$F_{(t)} = F_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.23)$$

Pohybová rovnice má tvar:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.24)$$

nebo po úpravě:

$$\ddot{x} + 2 \cdot \delta \cdot \dot{x} + \Omega_o^2 \cdot x = \frac{F_a}{m} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.25)$$

Pohybová rovnice je nehomogenní diferenciální, proto se obecné řešení skládá z partikulárního a homogenního řešení:

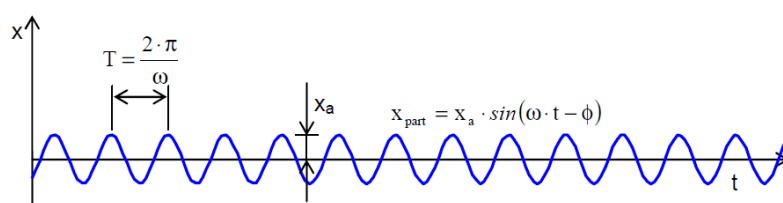
$$x_{(t)} = x_{\text{hom}} + x_{\text{part}} \quad (2.26)$$

Homogenní řešení (viz 2.21 a obr. 2.7), je řešením rovnice (2.24) s nulovou pravou stranou – vlastní tlumené kmitání.

$$x_{\text{hom}} = C \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\Omega \cdot t + \phi_o) \quad (2.27)$$

Partikulární řešení (viz obr. 2.9), představuje ustálené vynucené kmitání a má shodný tvar s pravou stranou pohybové rovnice (2.24):

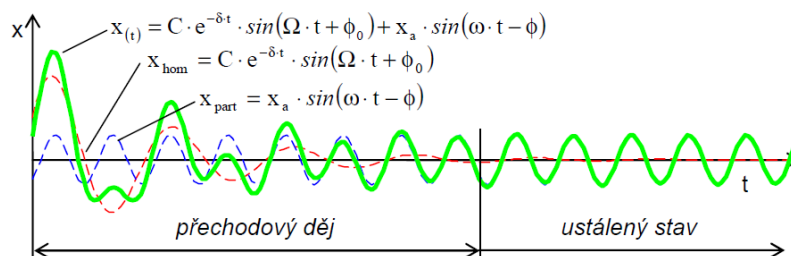
$$x_{\text{part}} = x_a \cdot \sin(\omega \cdot t - \phi) \quad (2.28)$$



Obr. 2.9 - Partikulární řešení^[9]

Celkové řešení (viz obr. 2.10) má tvar:

$$x_{(t)} = C \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\Omega \cdot t + \phi_o) + x_a \cdot \sin(\omega \cdot t - \phi) \quad (2.29)$$



Obr. 2.10 - Celkové řešení^[9]

Při řešení ustáleného stavu, kdy se vlastní kmitání ustálí, zůstává řešení partikulární (2.28) a vyjádří se amplituda vynuceného kmitání x_a :

$$x_a = \frac{F_a}{m} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\Omega_o^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot \delta \cdot \omega)^2}} = \frac{F_a}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot \eta \cdot \xi)^2}} \quad (2.30)$$

kde η je činitel naladění:

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega_o} \quad (2.31)$$

ξ je poměrný útlum:

$$\xi = \frac{\delta}{\Omega_o} \quad (2.32)$$

Fázový posuv ϕ je v rozmezí $\langle 0^\circ, 180^\circ \rangle$

$$\text{pro } \omega < \Omega_o \quad \phi = \arctan \frac{2 \cdot \omega \cdot \delta}{\Omega_o^2 - \omega^2} = \arctan \frac{2 \cdot \eta \cdot \xi}{1 - \eta^2} \quad (2.33)$$

$$\text{pro } \omega > \Omega_o \quad \phi = \arctan \frac{2 \cdot \omega \cdot \delta}{\Omega_o^2 - \omega^2} + \pi = \arctan \frac{2 \cdot \eta \cdot \xi}{1 - \eta^2} + \pi \quad (2.34)$$

Pro netlumené kmitání vychází amplituda vynuceného kmitání:

$$x_a = \frac{F_a}{m} \cdot \frac{1}{|\Omega_o^2 - \omega^2|} = \frac{F_a}{k} \cdot \frac{1}{|1 - \eta^2|} \quad (2.35)$$

a fázový posuv:

$$\phi = 0^\circ \quad \text{je-li} \quad \omega < \Omega_o$$

$$\phi = 180^\circ \quad \text{je-li} \quad \omega > \Omega_o$$

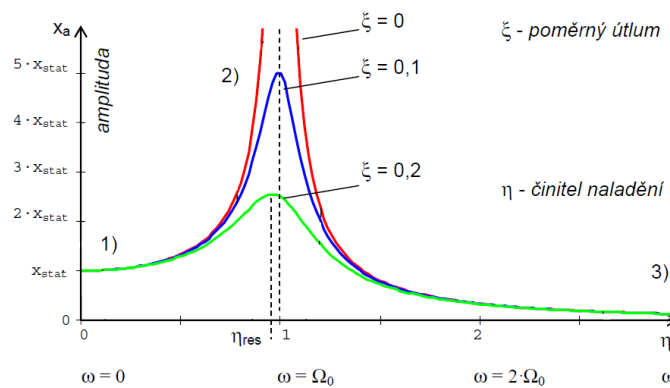
Závislost amplitudy x_a na kruhové frekvenci budící síly ω resp. činiteli naladění η , udává amplitudová charakteristika (viz obr. 2.11). Amplitudová charakteristika je dána rovnicí:

$$x_a = x_{stat} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot \eta \cdot \xi)^2}} \quad (2.36)$$

kde:

$$x_{stat} = \frac{F_a}{k} \quad (2.37)$$

je statická výchylka způsobená deformací pružiny o tuhosti k , vlivem konstantní síly o velikosti F_a .



Obr. 2.11. - Amplitudová charakteristika^[9]

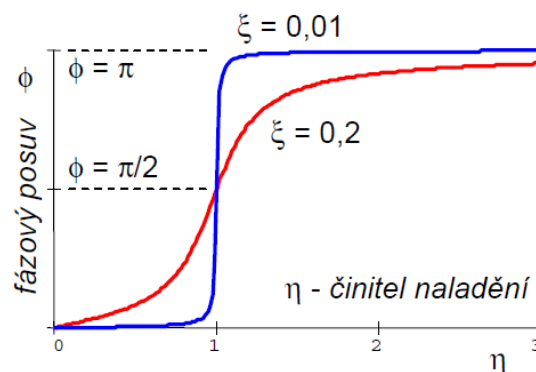
Z obr. 2.11 je patrný jev tzv. rezonance. Je to situace, kdy amplituda prudce stoupá. V případě netlumeného kmitání při $\eta = 1$ a tedy $\omega = \Omega_0$ amplituda narůstá nade všechny meze. Při tlumeném kmitání se rezonanční špička posouvá vlevo od naladění $\eta = 1$. Maximální amplitudy $x_{a \max}$ je pak dosaženo při rezonančním naladění:

$$\eta_{res} = \sqrt{1 - 2 \cdot \xi^2} \quad (2.38)$$

a hodnota maximální amplitudy je pak:

$$x_{a \max} = \frac{x_{st}}{2 \cdot \xi \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \quad (2.39)$$

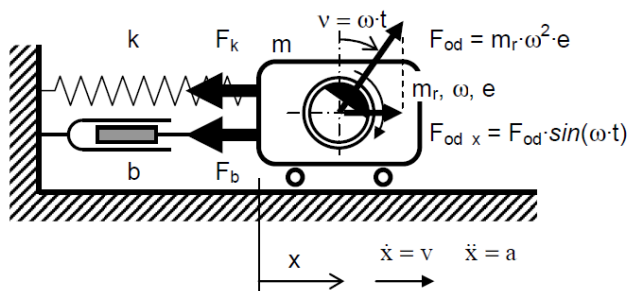
Závislost fázového posuvu ϕ na činiteli naladění η udává fázová charakteristika, která je zobrazena na obr. 2.12.



Obr. 2.12 - Fázová charakteristika^[9]

2.4 Kmitání buzené rotující hmotou

Velice často bývají vibrace způsobeny nevyváženou rotující hmotou m_r (tzv. nevývažek), což nastává např. při rotaci rotoru s nerovnoměrně rozloženou hmotou vzhledem k ose rotace. Nevývažek je charakterizován vzdáleností těžiště nevývažku od osy rotace tzv. excentricitou e (viz obr. 2.13).^[3]



Obr. 2.13 - Mechanický model buzený rotující hmotou^[9]

Zde

m_r - hmotnost rotujícího nevývažku $[kg]$,

ω - úhlová rychlost nevývažku $[rad / s]$,

e - excentricita nevývažku $[m]$.

Rotací nevyvážené hmoty vzniká odstředivá síla F_{od} :

$$F_{od} = m_r \cdot \omega^2 \cdot e \quad (2.40)$$

která má složku ve směru kmitavého pohybu:

$$F_{od_x} = F_{od} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.41)$$

Pohybová rovnice má tvar:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_{od} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.42)$$

a po úpravě:

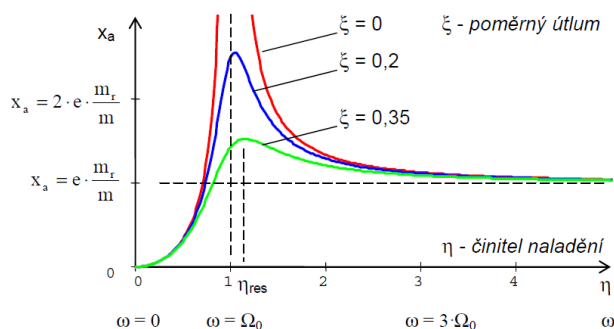
$$\ddot{x} + 2 \cdot \delta \cdot \dot{x} + \Omega_o^2 \cdot x = \frac{F_{od}}{m} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.43)$$

Porovnáním pohybové rovnice (2.42) resp. (2.43) a rovnice (2.24) resp. (2.25) bylo zjištěno, že jsou shodné a tedy i jejich řešení bude stejné (2.26). Amplituda (2.30) a fázový posuv (2.33) mají tedy tvar:

$$\begin{aligned}
 x_a &= \frac{F_{od}}{m} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\Omega_o^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot \omega \cdot \delta)^2}} = e \cdot \frac{m_r}{m} \cdot \frac{\omega^2}{\sqrt{(\Omega_o^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot \omega \cdot \delta)^2}} = \\
 &= \frac{m_r}{m} \cdot e \cdot \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot \eta \cdot \xi)^2}}
 \end{aligned} \tag{2.44}$$

$$\phi = \arctan \frac{2 \cdot \omega \cdot \delta}{\Omega_o^2 - \omega^2} = \arctan \frac{2 \cdot \eta \cdot \xi}{1 - \eta^2} \tag{2.45}$$

Amplitudová charakteristika má podobu patrnou z obr. 2.14.



Obr. 2.14 - Amplitudová charakteristika^[9]

Rezonanční naladění (2.46) se ale posouvá vpravo (viz obr. 2.14) k vyšším budícím frekvencím:

$$\eta_{res} = \frac{1}{\sqrt{1 - 2 \cdot \xi^2}} \tag{2.46}$$

Hodnota maximální amplitudy bude:

$$x_{a \max} = \frac{m_r}{m} \cdot e \cdot \frac{1}{2 \cdot \xi \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \tag{2.47}$$

3 Měření vibrací

3.1 Základní parametry

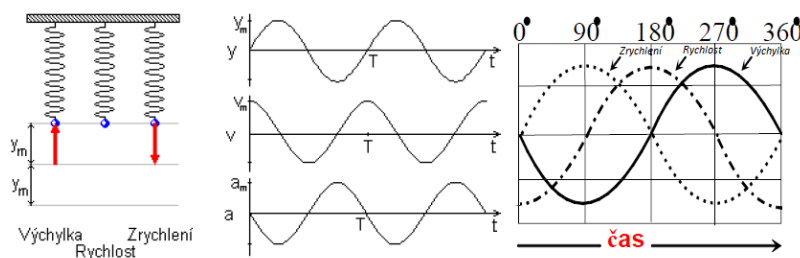
Pohyb se v mechanice definuje dráhou, rychlostí a zrychlením, které jsou navzájem propojeny matematickými vztahy, derivacemi. Proto je v principu jedno, jaký typ snímače bude použit pro měření signálu. Nicméně, při měření je nutné brát v úvahu i vlivy, které mohou nepříznivě ovlivnit přesnost měření. Měřená veličina by se proto měla volit tak, aby dávala dostatečný odstup signálu od šumu v měření, protože slabší signál může způsobit větší nepřesnost či chybu měření.

Snímače výchylky jsou bezdotykové sondy pracující na principu vířivých proudů, snímače rychlosti se nazývají velometry a snímače zrychlení akcelerometry. Každý snímač má rozdílnou konstrukci a používá se pro dané prostředí. Před měřením by měly být brány v potaz podmínky, při kterých bude měření prováděno. Vnější prostředí velmi ovlivňuje příjem signálu snímače. Patří mezi ně např. chemické vlivy, vlhkost, vysoký hluk, špatná montáž a další. Akcelerometry a velometry mohou být uchyceny šroubem, voskem, lepidlem, nebo lepicím páskem.^[1] Výpočty v této kapitole jsou převzaty z[2].

Základní parametry jsou:

- Výchylka (displacement) $[\mu m]$ - používá se pro nižší frekvence.
- Rychlost (velocity) $[mm/s]$ - pro běžná měření v rozsahu frekvencí $10 [Hz]$ - $1000 [Hz]$.
- Zrychlení (acceleration) $[m/s^2]$ - pro vyšší frekvence.

Obr. 3.1 znázorňuje srovnání základních parametrů.



Obr. 3.1 - Základní parametry^[1]

Harmonický signál může být definován pomocí frekvence, fázového posuvu a amplitudy. Místo amplitudy se někdy používají jiné charakteristiky k popisu velikosti signálu (viz obr. 3.2).

- efektivní hodnota = RMS (Root Mean Square) = $0,707 \times \text{amplituda}$

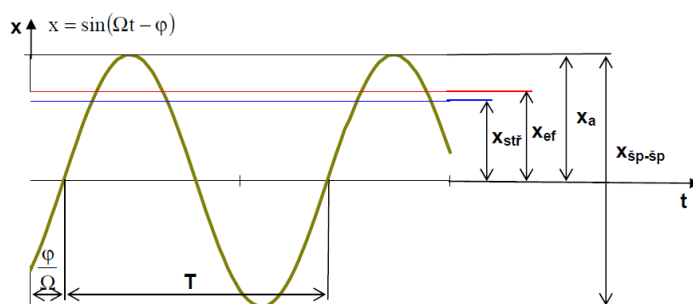
$$x_{ef} = 0,707 \cdot x_a \quad (3.1)$$

- střední hodnota = $0,637 \times \text{amplituda}$

$$x_{stř} = 0,637 \cdot x_a \quad (3.2)$$

- rozkmit (Peak to Peak) = $2 \times \text{amplituda}$

$$x_{sp-sp} = 2 \cdot x_a \quad (3.3)$$



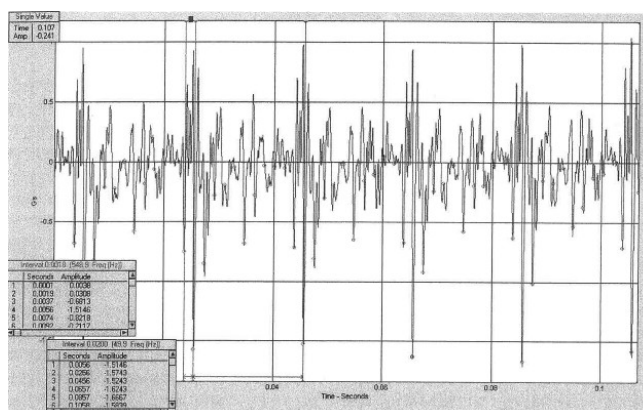
Obr. 3.2 - Charakteristiky popisující měřený signál^[2]

U signálů, které nejsou harmonické, se používají podobné charakteristiky:

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 dt} \quad (3.4)$$

$$x_{stř} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| dt \quad (3.5)$$

Časový záznam vibrací měřený v praxi je zobrazen na obr. 3.3.



Obr. 3.3 - Časový záznam vibrací^[1]

3.2 Hodnocení stroje dle ČSN ISO 10816

Norma slouží k hodnocení stroje na základě celkových hodnot vibrací. V potaz se bere vždy největší naměřená efektivní hodnota, podle které se vyhodnotí zařazení stroje do tzv. pásma. Měří se vždy všechny ložiskové domky ve všech směrech (horizontální, vertikální, axiální), pokud to konstrukce dovoluje.

Každé pásmo má své kritérium. Zařazení do pásma napomůže k rozhodnutí o dalším provozu stroje a navržení potřebných opatření. Stroj se např. ihned odstaví, naplánuje se oprava stroje nebo se sleduje v kratších časových intervalech. Díky tomu se mohou ušetřit nemalé finanční prostředky způsobené náhlou poruchou stroje.

Normy ČSN ISO 10816 platí pro rotační stroje podle typu. V každé části normy jsou definovány tzv. hranice pásem, což jsou mezní hodnoty efektivních hodnot rychlosti vibrací, které zařazují stroj podle stavu do jednoho z pásem:

- pásmo A - V tomto pásmu mají být za obvyklých podmínek vibrace nově přejímaných strojů.
- pásmo B - Stroje, jejichž vibrace leží v tomto pásmu, mohou být zpravidla provozovány po neomezeně dlouhou dobu.
- pásmo C - Stroje, jejichž vibrace leží v tomto pásmu, jsou za normálních okolností považovány za neuspokojivé pro dlouhodobý a trvalý provoz. Obecně mohou být stroje za takovýchto podmínek provozovány do té doby, než se nalezne možnost nápravy.
- pásmo D - Hodnoty vibrací v rámci tohoto pásma jsou za normálních okolností považovány za natolik nebezpečné, že mohou vyvolat poškození stroje.^[2]

4 Rotory a jejich vyvažování

4.1 Typy nevyváženosti rotorů

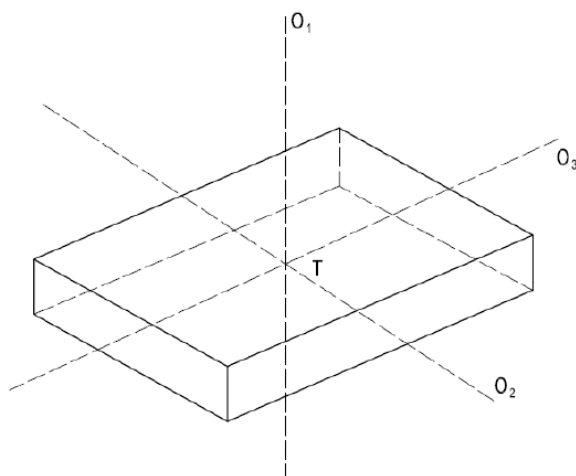
Nevyváženost rotoru je stav, kdy se na ložiska přenáší dynamická síla nebo pohyb, který je důsledkem odstředivých sil a může ji způsobovat materiál, konstrukce, výroba nebo montáž.

Pro každé těleso mohou být nalezeny tři hlavní osy setrvačnosti, které prochází těžištěm a mají zvláštní dynamický význam. Jako příklad může být uvedeno prizmatické těleso (viz obr. 4.1), které má hlavní osy setrvačnosti O_1, O_2, O_3 , kde O_1 je osou největší setrvačnosti a O_3 osou nejmenší setrvačnosti. T představuje těžiště.

Pokud se uvede těleso do rotace, snaží se jednotlivé částičky tělesa zaujmout co největší vzdálenost od okamžité osy rotace. Jakmile některá z hlavních os setrvačnosti splyne s okamžitou osou rotace, nastane tzv. ustálený stav, do kterého přejde těleso až po určité době kývavým pohybem. Ložiska, ve kterých je rotor uložen, znemožňují volné kývání a hledání stabilní polohy. Rotující těleso má stále snahu, aby hlavní osa setrvačnosti splynula s osou rotace. Ložiska a další stojní součásti jsou namáhány dynamickými silami, proto je důležité, aby osa rotace byla vždy i hlavní osou setrvačnosti.^[6]

Podle polohy, kterou zaujímá hlavní osa setrvačnosti k ose rotace, se rozlišují tři druhy nevyváženosti:

- statická nevyváženost
- dynamická nevyváženost
- obecná nevyváženost

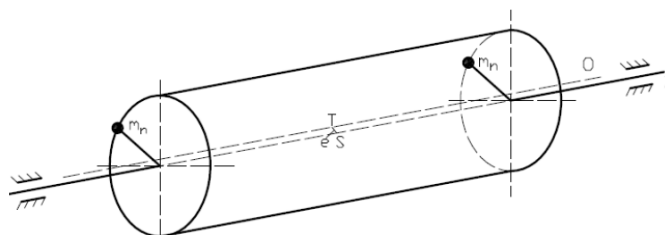


Obr. 4.1 - Hlavní osy setrvačnosti prizmatického tělesa^[5]

4.1.1 Statická nevyváženost

Statická nevyváženost je stav, kdy je hlavní osa setrvačnosti O posunutá o excentricitu e a je rovnoběžná s osou rotace Z (viz obr. 4.2). Jedná se o jediný stav nevyváhy, který může být zcela vyřešen provedením váhových korekcí v jediné referenční rovině a může být zjištěn srovnáním odečtu amplitudy a fáze. Principem statického vyvažování je posun těžiště tělesa zpět do osy rotace.

Problém nevyváhy může být vyřešen jediným korekčním závažím, vloženým do roviny, kde se nachází těžiště rotoru. Pokud nelze vložit závaží do roviny, ve které se nachází těžiště, je možné použít dvě závaží ve dvou rovinách (viz obr. 4.2).^[6]



Obr. 4.2 - Staticky nevyvážený rotor^[5]

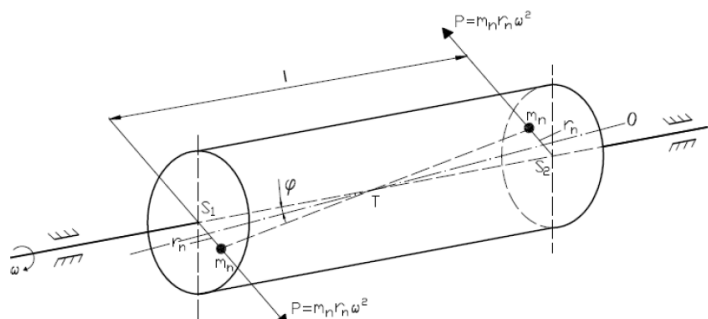
4.1.2 Dynamická nevyváženost

Pokud je osa rotace s hlavní osou setrvačnosti různoběžná a těžiště leží na ose rotace, jedná se o tzv. dynamickou nevyváženost. Dynamická nevyváženost je tedy stav vyvolaný těžkým místem m_n na obou koncích rotoru, avšak na opačných stranách od osy rotace. Těžiště rotou zůstane stále na ose rotace Z , ale hlavní osa setrvačnosti bude protínat osu rotace v těžišti T pod úhlem φ (viz obr. 4.3). Nevyváženost rotoru se projeví při rotaci,

protože na rotor začne působit dvojice odstředivých sil $P = m_n \cdot r_n \cdot \omega^2$, která vyvolá moment $M_d = P \cdot l$ a následně dojde k rozkmitání ložiskových stojanů. Dynamická nevyváženost může být zjištěna srovnáním odečtu amplitudy a fáze na nosných ložiscích rotoru. Rotory, jejichž uložení je mezi ložisky, mají stejné amplitudy, ale fáze vibrací se liší o 180° .^[6]

„Tuhé těleso je dynamicky vyvážené tehdy, když jeho centrální hlavní osa setrvačnosti splyne s osou rotace, která se v tomto případě také nazývá volnou osou otáčení“^[8]

Dynamická nevyváženost se odstraní přidáním či odebráním stejně velkých hmot ve dvou vyvažovacích rovinách navzájem pootočených o 180° , což má za následek vyvolání odstředivých sil P v opačném směru jejich původního působení.^[6]

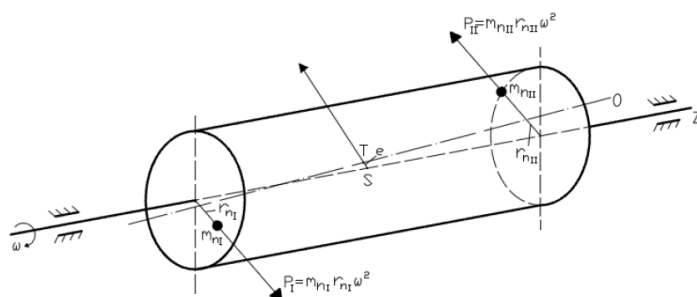


Obr. 4.3 - Dynamicky nevyvážený rotor^[5]

4.1.3 Obecná nevyváženost

Obecná nevyváženost je v praxi nejčastějším případem. Vzniká, pokud hlavní osa setrvačnosti protíná osu rotace, avšak ne v těžišti (viz obr. 4.4). Může být klasifikována jako složenina statické a dynamické nevyváženosti. Vznikne dvojice odstředivých sil o různé velikosti P_I a P_{II} , které mají za následek nevyváženost rotoru. Odečet fáze může dávat stejnou hodnotu, nebo se může lišit v libovolném rozmezí 0° až 180° podle toho, kde hlavní osa setrvačnosti protíná osu rotace.

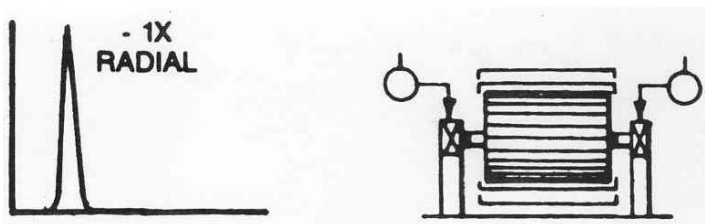
Obecná nevyváženost se odstraní přidáním či odebráním vyvažovacích hmot ve vyvažovacích rovinách, jejichž velikost a úhlová poloha se zjistí pomocí různých vyvažovacích postupů.^[6]



Obr. 4.4 - Obecně nevyvážený rotor^[5]

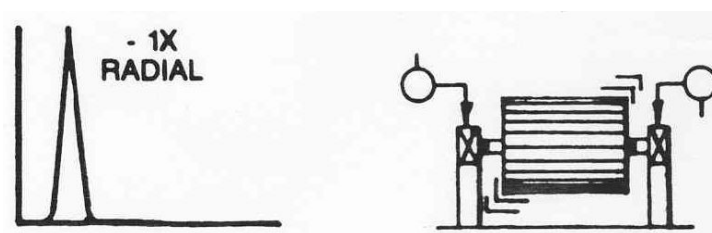
4.2 Projev nevývahy ve spektru

Při měření stroje se získává z vyhodnocovacích zařízení spektrum, což je závislost amplitudy na frekvenci. Ve spektru se zobrazí frekvenční špičky, pomocí kterých lze diagnostikovat, o jaký druh závady se jedná. Obecně se různé závady ve spektru projeví různým způsobem. Na obr. 4.5 je znázorněna statická nevyváženost, kdy ve spektru je vždy přítomna 1X (frekvence otáčení) a projevuje se stejnou ustálenou fází.



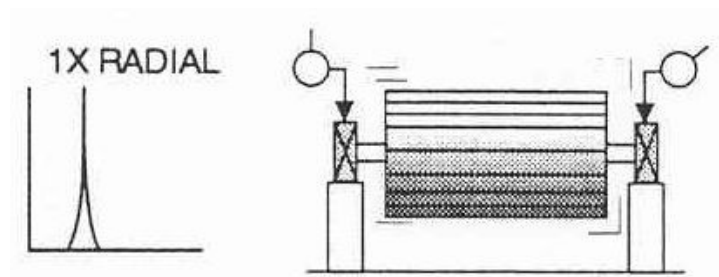
Obr. 4.5 - Statická nevyváženost^[1]

Obr. 4.6 znázorňuje dynamickou nevyváženost, kdy je přítomna složka 1X , která dominuje ve spektru a má za následek pohyb 180°mino fázi (v protifázi).



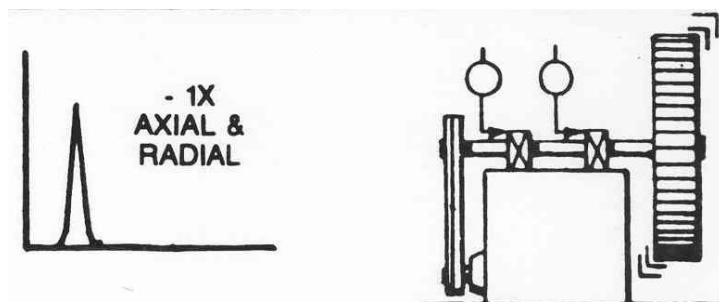
Obr. 4.6 - Dynamická nevyváženost^[1]

Obr. 4.7 znázorňuje obecnou nevyváženost, kdy je opět přítomna složka 1X. Fázový rozdíl je zde od 0° do 180°.



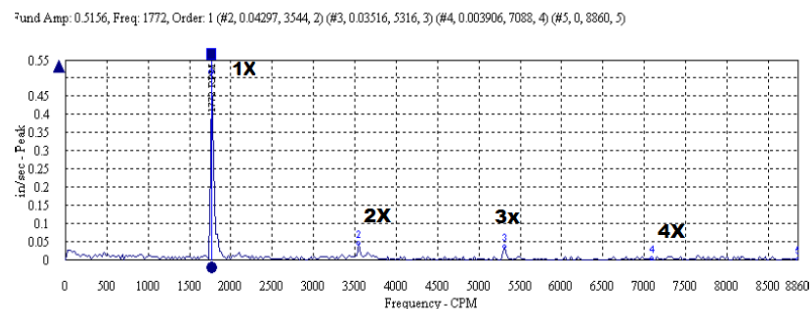
Obr. 4.7 - Obecná nevyváženost^[1]

Obr. 4.8 znázorňuje nevyváženost převislého rotoru, která způsobuje vysoké vibrace se složkou 1X v axiálním i radiálním směru. Axiální hodnoty bývají ve fázi, jejich hodnota je srovnatelná s hodnotami v ostatních směrech.



Obr. 4.8 - Nevyváženost převislého rotoru^[1]

Z obr. 4.9 je patrná dominantní složka 1X (frekvence otáčení), která je typická pro nevyváženost a další špičky 2X, 3X a 4X. Spektrum vzniklo při reálném měření.



Obr. 4.9 - Spektrum nevyváhy^[1]

4.3 Rotory

Z hlediska techniky vyvažování se rotory rozdělují na:

- tuhé rotory
- pružné rotory

Tuhé rotory pracují v oblasti podkritických otáček, tzn. pod první vlastní frekvencí, protože v tomto pásmu jsou deformace hřídele menší než vyosení těžiště, tudíž nemění

svůj tvar ani se změnou frekvence otáčení, ani se změnou uložení. Tuhé rotory se můžou vyvažovat při libovolných (maximálně však provozních) otáčkách ve dvou vyvažovacích rovinách nebo v jedné. V jedné rovině se tuhé rotory vyvažují staticky nebo dynamicky, a ve dvou vyvažovacích rovinách dynamicky. Vyvažování se provádí na tzv. vyvažovačkách nebo v provozu.

Pružné rotory pracují v oblasti nadkritických otáček a pružné průhyby nejsou vůči vyosení těžiště zanedbatelné. Pružné rotory nestačí vyvážit ve dvou libovolných rovinách a při libovolně zvolených vyvažovacích otáčkách, protože se musí brát v potaz i průhyb hřídele. Střednice rotoru, která je u tuhého rotoru přímá, se značně deformuje a ovlivňuje tak chod stroje. K dosažení klidného chodu v širokém pásmu otáček je nutno zajistit, aby střednice rotoru zůstala přímá a nedeformovala se, a také dosáhnout splynutí hlavní osy setrvačnosti s osou rotace, jako v případě tuhých rotorů. Pružné rotory se vyvažují při provozních otáčkách.^[6]

4.4 Kritické otáčky

Pro výpočty je důležité určit kritické otáčky, což jsou otáčky při průchodu přes tzv. rezonanci. Rezonance je nežádoucí jev, protože působí jako zesilovač a i malá nevývaha může způsobit vysoké vibrace, tudíž se systém stane citlivý na malé změny nevývahy. V případě vyvažování v blízkosti rezonanční frekvence může nastat chyba měření amplitudy a fáze kmitů.^[10]

Při konstrukci stroje se kritické otáčky určují výpočtem. Tyto výpočty jsou prováděny za zjednodušených předpokladů, proto se mohou skutečné kritické otáčky od vypočtených kritických otáček lišit. Pro kontrolu je výhodné zjistit kritické otáčky experimentálně.^[6]

Kritické otáčky jsou u rotorů, u kterých se za rotace neprojevují gyroskopické účinky, velmi blízké vlastní frekvenci ohybového kmitání. Pokud je geometrie rotorů taková, že se gyroskopické účinky projevují, mohou se kritické otáčky od ohybové vlastní frekvence lišit. U rotorů s převislým koncem se gyroskopické účinky projevují významně, dle [Gasch] se u nich mohou první kritické otáčky lišit od vlastní frekvence prvního ohybového tvaru kmitu až o 10%.^[10]

Na zařízení, u kterého je možné měnit otáčky, se měří velikost a fáze vibrací ložiskových stojanů na otáčkové složce (1X) v závislosti na otáčkách. Změřené hodnoty se vloží do grafu, kde se na vodorovnou osu vynášejí otáčky n a na svislou osu amplituda

kmitů X (resp. fáze φ). Vznikne amplitudo-fázová charakteristika, ze které lze zjistit rezonanci.^[6]

4.5 Vyvažování

Vyvažování je proces, kdy se kontroluje rozložení hmoty rotoru, která se upravuje, pokud zbytková nevyváženost, vibrace ložiskových čepů, nebo síly přenášené do ložisek s frekvencí, které odpovídají provozním otáčkám, nejsou ve specifikovaných mezích.^[7] Je třeba ověřit, jestli je problém s vibracemi důsledkem nevyváhy, který se určí při měření ze spektra, o kterém pojednává kapitola 5.

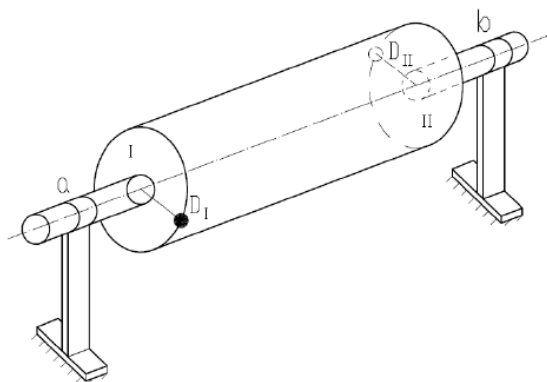
Vyvažuje se na vyvažovacích strojích v jedné nebo ve dvou rovinách a v provozu v jedné, ve dvou nebo ve více rovinách.

4.5.1 Statické vyvažování rotoru

Statické vyvažování se provádí u štíhlých disků, které mají malou axiální délku a pracují při provozních otáčkách. Statickým vyvažováním nelze odstranit dvojici sil, vzniklou při dynamickém nevyvážení. Moment dvojice odstředivých sil se vyjádří jako Pl , což je patrné z obr. 4.3, který lze zanedbat a použít statické vyvážení nezávislé na rychlosti otáčení, pokud platí poměr $\frac{l}{d} < 0,2$, kde d je průměr vyvažované součásti a l je vzdálenost mezi rovinami. Vliv dvojice odstředivých sil závisí také na vzdálenosti středu ložisek. Větší dynamickou nevyváženost mají lité, kované a částečně opracované kusy oproti přesně mechanicky opracovaným rotorům.^[6]

4.5.2 Vyvažování na vyvažovacích strojích

Dynamické účinky nevyvážených hmot jsou vyvolány odstředivými silami, které jsou úměrné součinu hmot, vzdáleností od osy rotace a otáčkám hřídele. U obecně nevyváženého tuhého rotoru lze libovolně rozložené hmoty nahradit dvěma nevyvážky D_I a D_{II} , které budou ležet ve dvou vyvažovacích rovinách I a II podle obr. 4.10. Výchylku ložiskové podpory v daném okamžiku a ve zvoleném směru lze považovat za průmět vektoru kmitu, což je myšlený vektor, který je pevně spojen s otáčejícím se rotorem v rovině ložiskové podpory. Tzv. úhel zpoždění, který svírá vektor kmitu s vektorem nevyvážky v průmětu do vyvažovací roviny, závisí na otáčkách rotoru a tlumení kmitající soustavy.^[6] Výpočty v této kapitole jsou převzaty z [6].



Obr. 4.10 - Schéma uložení rotoru^[5]

Za předpokladu lineárního systému, lze vektory kmitů ložiskových podpor a , b , vzniklých nevývažky ve vyvažovacích rovinách, vyjádřit dvěma vektorovými rovnicemi:

$$X_a = \alpha_{aI} \cdot D_I + \alpha_{aII} \cdot D_{II} \quad (4.1)$$

$$X_b = \alpha_{bI} \cdot D_I + \alpha_{bII} \cdot D_{II} \quad (4.2)$$

kde $X_{a,b}$ - vektory kmitů ložiskových podpor a , b nevyváženého rotoru,

$D_{I,II}$ - vektory hledaných nevývažků, resp. vývažků ve zvolených rovinách I , II ,

$\alpha_{aI} \div \alpha_{bII}$ - vektory kmitů ložiskových podpor a , b vyvolaných pomocným vývažkem umístěným v rovině I resp. II (tzv. příčnickové činitele).

Pro určení vektorů nevývažku D_I, D_{II} z rovnic (4.1) a (4.2), je nutnost znát ostatní veličiny rovnic. Postupuje se tak, že se nejdříve změří amplitudy a fáze kmitů ložiskových podpor rotoru v nevyváženém stavu a rotoru s připojenými pomocnými vývažky w_I, w_{II} v rovině I a II . Vždy se měří při stejných otáčkách.

Přidáním pomocného vývažku w_I do roviny I vznikne kmitavý pohyb, který je dán vektorovými rovnicemi:

$$X_{aI} = \alpha_{aI} \cdot (D_I + w_I) + \alpha_{aII} \cdot D_{II}, \quad (4.3)$$

$$X_{bI} = \alpha_{bI} \cdot (D_I + w_I) + \alpha_{bII} \cdot D_{II}, \quad (4.4)$$

a obdobně přidáním pomocného vývažku w_{II} do roviny II :

$$X_{aII} = \alpha_{aI} \cdot D_I + \alpha_{aII} \cdot (D_{II} + w_{II}), \quad (4.5)$$

$$X_{bII} = \alpha_{bI} \cdot D_I + \alpha_{bII} \cdot (D_{II} + w_{II}). \quad (4.6)$$

Odečtením rovnic (4.1) ÷ (4.6) se získá pro příčnikové činitele vztahy:

$$\alpha_{aI} = \frac{X_{aI} - X_a}{w_I} \quad (4.7)$$

$$\alpha_{bI} = \frac{X_{bI} - X_b}{w_I} \quad (4.8)$$

$$\alpha_{aII} = \frac{X_{aII} - X_a}{w_{II}} \quad (4.9)$$

$$\alpha_{bII} = \frac{X_{bII} - X_b}{w_{II}} \quad (4.10)$$

kde je v čitateli rozdíl vektorů kmitů a ve jmenovateli vektor ponorného nevyvážku. Vektory nevyvážku nebo při změně znaménka vektory vývážku se vyjádří z rovnic (4.1) a (4.2):

$$D_I = -Q_I = \frac{X_a - \alpha_{II} \cdot X_b}{(1 - \alpha_I \cdot \alpha_{II}) \cdot \alpha_{aI}} \cdot w_I \quad (4.11)$$

$$D_{II} = -Q_{II} = \frac{X_b - \alpha_I \cdot X_a}{(1 - \alpha_I \cdot \alpha_{II}) \cdot \alpha_{bI}} \cdot w_{II} \quad (4.12)$$

kde:

$$\alpha_I = \frac{\alpha_{bI}}{\alpha_{aI}} \quad (4.13)$$

$$\alpha_{II} = \frac{\alpha_{bII}}{\alpha_{aII}} \quad (4.14)$$

Při výpočtech se berou vektory jako komplexní čísla, protože vektory nevyvážku a vektory kmitů leží v navzájem rovnoběžných rovinách kolmých na osu rotace.

Vyvažovačky jsou speciální stroje, které zjišťují nevyváženost rotujících strojních součástí. Existuje mnoho typů, které mohou s velkou přesností určit velikost i polohu vývážku. Při vyvažování na vyvažovačkách jsou známy koeficienty α tzv. příčnikové činitele, oproti provoznímu měření, kde se musí zjistit.

Vyvažovací stroje lze rozdělit do tří základních skupin:

- rezonanční nebo doběhové vyvažovací stroje
- kompenzační vyvažovací stroje
- vyvažovací stroje s přímou elektrickou nebo optickou indikací naměřených veličin^[6]

4.5.3 Provozní vyvažování

Provozní vyvažování je přímočarý proces, kdy není třeba demontovat ze stroje vyvažované části. Eliminuje se tak poškození rotoru při demontáži, dopravě k vyvažovačce a zpětné montáži. Mezi klady provozního vyvažování lze zahrnout úsporu nákladů na delší odstávku zařízení a vyvažování rotoru jako celku. Nevýhodou je nutnost několikerého najetí a odstavení stroje z výrobního procesu po dobu vyvažování.

Před samotným vyvažováním rotoru musí být splněny následující podmínky:

- musí být možnost korigovat rozložení hmoty
- musí být učiněna opatření, které umožní zjistit přesnou amplitudu a fázi od nevyváhy
- musí být splněna podmínka možnosti najíždění a zastavování stroje pro provádění váhové korekce
- vibrace musí být způsobeny nevyvážeností

Poslední jmenovaná podmínka je velmi důležitá, protože existuje řada problémů, které mohou mít podobnou vibrační charakteristiku jako nevyváženost. Jedná se například o nesouosost spojky či ložiska, rezonance, mechanické uvolnění nebo deformace hřídele.

Aby se skutečně potvrdilo, že se jedná o problém, který spočívá v nevyváze, je třeba provést podrobnou analýzu. Je dobré se zajímat o historii stroje, jestli v nejbližší době byly provedeny opravy, výměny komponentů, což může mít za následek nevyváženost dané části stroje, nebo byla provedena konstrukční změna, což vedlo ke vzniku rezonance. Ušetří se tak mnoho času a úsilí při zjišťování příčiny vibrací.

Nevyváženost je potvrzena podle následujících kritérií:

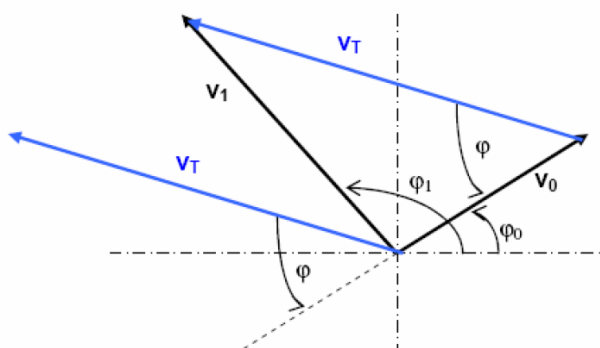
- dominantní vibrace na otáčkové složce
- vibrace v horizontálním směru bývají vyšší než ve vertikálním směru
- rozdíl fáze na stojanu mezi vertikálním a horizontálním směrem bývá 90°
- poměr mezi úrovní horizontálních a vertikálních vibrací nemá být větší než 1:3
- malé amplitudy harmonických otáčkových složek: 2X, 3X...

Provozní vyvažování se provádí v jedné nebo ve více vyvažovacích rovinách v závislosti na typu nevyváženosti a přístupu k rotoru. U statického vyvažování se vyvažuje v jedné nebo ve dvou rovinách. U dynamického vyvažování se vyvažuje ve dvou rovinách tuhý rotor a ve více rovinách pružný rotor.^[10]

Provozní vyvažování lze rozdělit na:

- vyvažování metodou putujícího nevyvážku
- vyvažování v jedné rovině bez fáze – tříkružnicová metoda
- vyvažování v jedné rovině s fází – vektorová metoda
- provozní vyvažování ve dvou rovinách

Vyvažování v jedné rovině s fází – vektorová metoda je nejčastěji používaná vyvažovací metoda v praxi v jedné rovině. Při použití této metody je potřeba měřit fázi kmitů použitím optické značky a sondy, nebo osvětlováním rotoru stroboskopickou lampou synchronizovanou s vibracemi. Výhodou je, že mnoho analyzátorů používá tuto metodu, proto není nutné kreslit vektorový diagram z obr. 4.11.



Obr. 4.11 - Vektorový diagram^[2]

Nejprve se při vyvažovacích otáčkách změří amplituda a fáze ložiskového stojanu tzv. nulový chod. Zvolí se velikost hmotnosti zkušebního závaží m_T a umístí se do libovolně zvoleného místa na obvodu kotouče. Provede se zkušební chod a změří se amplituda a fáze kmitů. Výpočtem nebo graficky se určí poloha konečného vývažku. U grafické metody vektor v_0 představuje nulový chod, vektor v_1 zkušební chod a vektor v_T vyjadřuje změnu vibrací. Velikost vektoru je dána amplitudou vibrací a směrový úhel je dán fází vibrací. Při dokonalém vyvážení je vektor v_0 nulový. Velikost konečného vývažku se určí ze vztahu:

$$m_v = m_T \cdot \frac{v_o}{v_T} \quad (4.15)$$

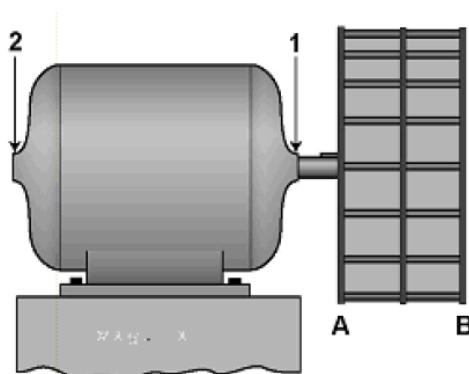
Konečný vývažek se umístí do určené polohy a provede se kontrolní chod.

Provozní vyvažování ve dvou rovinách je založeno na stejném principu jako vyvažování v jedné rovině vektorovou metodou. Rozdíl je ve větší složitosti, protože vektorové diagramy, zobrazeny na obrázku 4.11, budou čtyři a zároveň složitější. Postup této metody je prakticky shodný s postupem u metody vyvažování na vyvažovacích

strojích, který je podrobně popsán v kapitole 4.5.2, protože se také jedná o vyvažování ve dvou rovinách. Při použití programu v analyzátoru pro měření vibrací se zadá jen hmotnost pokusných vyvažovacích závaží v rovinách *I* a *II* a provedou se potřebná měření. Program sám vypočte velikost a pozici konečných vývažků, které se umístí do rovin *I* a *II*. Výhodou použití programu v analyzátoru je, že proces je rozdělen na jednotlivé kroky a analyzátor určuje postup.^[2]

4.5.4 Vyvažování převíslých rotorů

V konfiguraci s kolem letmo (převíslé rotory) je namontováno mnoho dmychadel, ventilátorů, čerpadel a rotorů odstředivek (viz obr. 4.12).



Obr. 4.12 - Rotor s kolem letmo^[4]

U rotorů s převíslým koncem se může projevit vliv gyroskopického účinku převíslé hmoty na fázové poměry kmitů ložisek.^[6]

Tato konfigurace rotoru bývá často obtížná pro vyvažování ve dvou rovinách při použití vektorové metody, protože se zde často vyskytují velké vzájemné vlivy. Většina převíslých rotorů má poměr $\frac{l}{d} < 0,5$, kde l je délka rotoru a d představuje průměr. Převíslý rotor může být tedy vyvažován pomocí korigování statické nevývahy. Doporučený postup je začít vyvažování vibrační nevývahy od ložiska 1 a vyvažovací závaží dávat do roviny *A*. Ložisko 1 nejlépe reaguje na statickou nevývahu v systému a rovina *A* bývá nejbližší k rovině obsahující těžiště.

Pokud neleží vibrace změřené na ložisku 2 v povolených mezích, provede se vyvažování vibrací na ložisku 2 pomocí váhových korekcí v rovině *B*. Umísťování vyvažovacích závaží do roviny *B* má ale velký vliv na statickou vyváženost na ložisku 1.

Pro kompenzaci tohoto vlivu se umísťuje dvojice zkušebních závaží o stejné hmotnosti tak, že se jedno umístí do roviny *B* a druhé závaží do roviny *A* posunuté o 180° a pokračuje se ve vyvažování nevývahy na ložisku 2 použitím vektorového řešení v jedné rovině.

Po vyvážení ložiska 2 se zkontroluje, zda jsou vibrace na ložisku 1 v povolených mezích. Pokud je výsledek neuspokojivý, opakuje se vyvažování v rovině *A*. Poté se opět zkontroluje ložisko 2 a v případě nutnosti se opraví závaží použitím dvojice zkušebních závaží. Proces se opakuje, dokud nejsou výsledky měření na ložisku 1 a 2 uspokojivé.^[10]

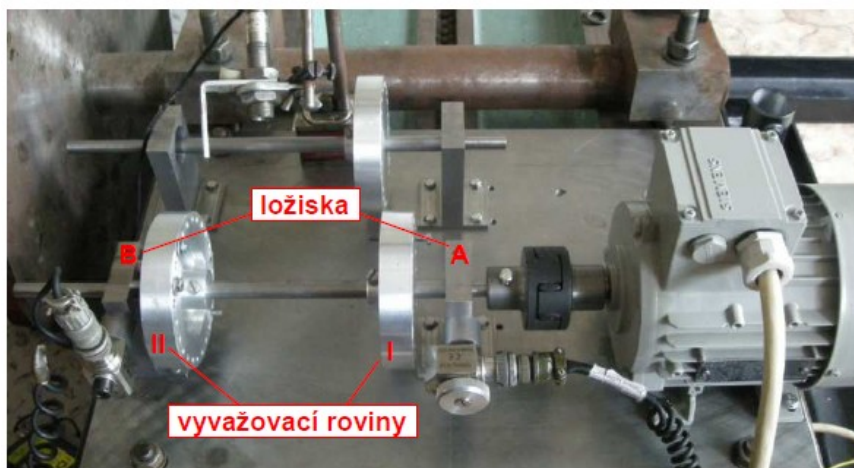
5 Návrh modelu

Kritické otáčky znamenají, že rotor se dostává do rezonance v důsledku toho, že otáčková frekvence je blízká jedné z vlastních frekvencí rotoru. Tuhé rotory jsou takové rotory, jejichž otáčková frekvence je natolik nízká, že nevybuzuje žádnou z vlastních frekvencí - leží tedy dostatečně pod první vlastní frekvencí rotoru.

První vlastní frekvenci, tedy frekvenci prvního ohybového tvaru kmitání, jsem přibližně určil početně. Výpočet je uveden v kap. 5.3.1. Přesnější je experimentální určení první vlastní frekvence, což bylo provedeno pomocí změření frekvenční odezvové funkce.

5.1 Popis modelu

Pro vyvažování rotoru s převislým koncem jsem použil stávající model, který je v předmětu Vibrační diagnostika používán pro vyvažování ve dvou rovinách (viz obr 5.1) a upravil ho tak, aby umožňoval realizaci rotoru s převislým koncem.



Obr. 5.1 - Původní model^[2]

Model je tvořen elektromotorem, který má výkon 550W a maximální otáčky 2800 min^{-1} . Model je dále tvořen pružnou spojkou uchycenou na hřídeli elektromotoru pomocí těsného pera a k hnanému hřídeli pomocí stavěcího šroubu, kotouči z lehkých slitin, dvěma hřídeli vyrobenými z oceli, radiálními kuličkovými ložisky o vnitřním průměru 10 mm, ložiskovými domky z oceli, podstavné desky z oceli o tloušťce 10 mm a frekvenčním měničem umístěným na stojanu. Frekvenční měnič umožňuje plynulou změnu otáček pomocí ovládacího panelu. Základní parametry modelu jsou uvedeny v tab. 1.

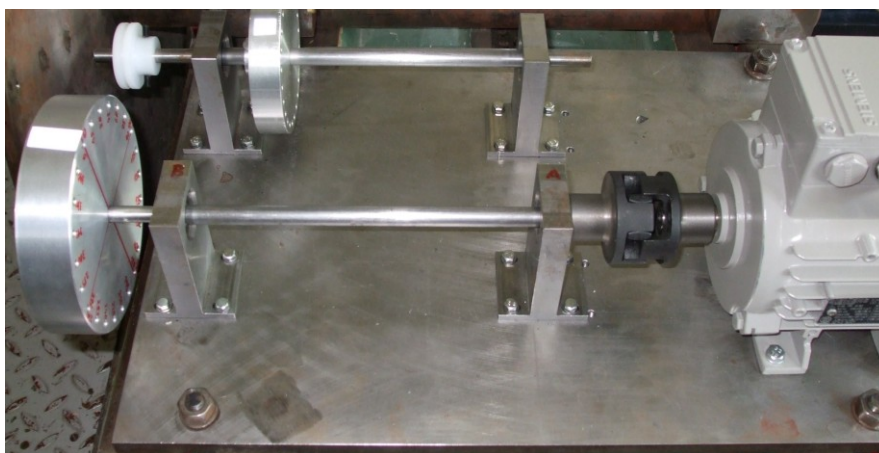
Základní parametry modelu	
Typ elektromotoru	SIEMENS 1LA7 073-2AA10
Jmenovitý výkon	0,55 KW
Otáčky	2800 min ⁻¹
Délka hřídele mezi ložisky	222 mm
Hmotnost kotouče	0,383 kg
Typ spojky	GE - T 24 - 32 AA
Typ ložisek	6200 - 2RSH
Rozměry podstavné desky	500x340x10 (mm)

Tab. 1 - Základní parametry modelu

5.2 Úprava modelu

Pro stávající model z obr. 5.1 bylo nutné navrhnout kotouč a umístit ho na konec hřídele za ložisko *B*, aby model splňoval konfiguraci s kolem letmo. Původní kotouč jsem nepoužil, protože měl malé rozměry a nevyváženost rotoru by se příliš neprojevila. Z modelu byly odstraněny oba kotouče a byl nainstalován nově vyrobený kotouč.

Kotouč je vyroben z lehké slitiny hliníku, což má za následek snížení hmotnosti a zvýšení citlivosti na přidávaná závaží. Váha kotouče je 848 gramů. Kotouč je zevnitř odlehčen a na hřídel je upevněn pomocí dvou protilehlých šroubů. Pro lepší umístění vývažků v podobě šroubů o různé hmotnosti, jsou po obvodu vyvrtány díry, v kterých je vyřezán závit. Celkový počet děr je dvacet čtyři a jsou rovnoměrně rozmístěny po patnácti stupních. Pro lepší přehlednost je na kotouči vytvořena stupnice. Rozměry kotouče jsou patrné z výkresu, který je přílohou práce. Upravený model je znázorněn na obr 5.2.



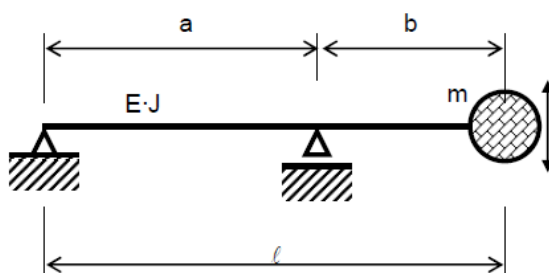
Obr. 5.2 - Model po úpravě

5.3 Určení kritických otáček

Abych určil, zda rotor pracuje v oblasti podkritických otáček a tedy nevybuzuje žádnou z vlastních frekvencí, musel jsem výpočtem ověřit frekvenci prvního ohybového tvaru kmitání. Výpočet jsem provedl nejprve početně a poté byl experimentálně ověřen pomocí frekvenční odezvosvé funkce.

5.3.1 Určení kritických otáček – výpočet

Pro výpočet jsem použil nosník na dvou podporách s převislým koncem, který koresponduje s modelem (viz obr. 5.3). Výpočty v této kapitole jsou převzaty z [9].



Obr. 5.3 - Nosič na dvou podporách s převislým koncem^[9]

Parametry modelu:

$$a = 222\text{mm},$$

$$b = 55\text{mm},$$

$$l = 277\text{mm},$$

$$d = 12\text{mm},$$

$$m = 848 \cdot 10^{-3}\text{kg},$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11}\text{Pa}.$$

Výpočet:

Moment setrvačnosti nosníku kruhového průřezu:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0.012^4}{64} = 1.018 \cdot 10^{-9}\text{m}^4 \quad (5.1)$$

Tuhost nosníku:

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot J}{b^2 \cdot l} = \frac{3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 1.018 \cdot 10^{-9}}{0,055^2 \cdot 0,277} = 7,653 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (5.2)$$

Vlastní kruhová frekvence:

$$\Omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{7,653 \cdot 10^5}{848 \cdot 10^{-3}}} = 950\text{s}^{-1} \quad (5.3)$$

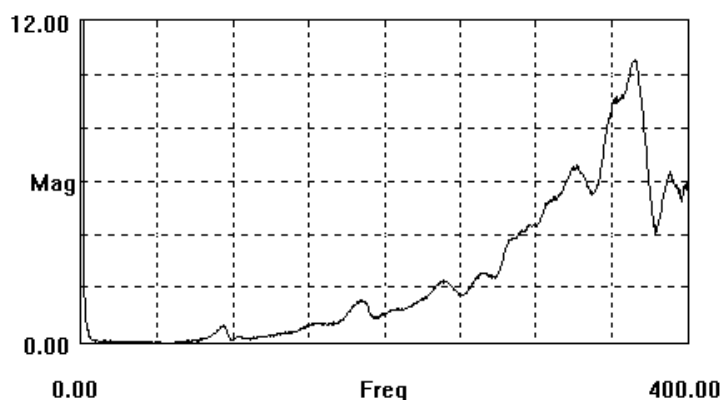
Vlastní frekvence:

$$f = \frac{\Omega o}{2 \cdot \pi} = \frac{950}{2 \cdot \pi} = 151 \text{ Hz} \quad (5.4)$$

Podle mých výpočtů je první vlastní frekvence 151 Hz, což je 9071 min⁻¹. Z toho jasně vyplývá, že rotor bude vždy možno považovat za tuhý, protože jeho maximální otáčky jsou 2800 min⁻¹.

5.3.2 Určení kritických otáček – experimentálně

První vlastní frekvence rotoru modelu byla odečtena z naměřené frekvenční odezvy funkce (viz obr. 5.4), což je podíl vibrační odezvy a budící síly. Pro získání frekvenční odezvy funkce byl rotor buzen rázovým kladívkem s vestavěným snímačem síly a odezva byla snímána akcelerometrem. Rázové buzení představuje tzv. širokopásmové buzení a za těchto podmínek představuje první špička v naměřené frekvenční odezvy funkci první vlastní frekvenci měřeného rotoru. Bylo zjištěno, že její hodnota je 94 Hz.



Obr. 5.4 - Graf frekvenční odezvy funkce

Výpočtem jsem zjistil první vlastní frekvenci 151 Hz. Experimentálně byla zjištěna hodnota 94 Hz. Model pracuje s otáčkovou frekvencí max. 46,7 Hz. Tímto jsem potvrdil, že rotor pracuje hluboko pod první vlastní frekvencí a rezonanční frekvence nijak nemůže ovlivnit vyvažování. Pro výpočet kritických otáček jsem použil zjednodušený model nosníku na dvou podporách s převislým koncem, který nezahrnuje všechny podmínky jako experimentální metoda. Model předpokládá nehmotný nosník a na konci hmotu a také dokonale tuhé vazby. Ve skutečnosti má model měkčí strukturu, vazby nejsou dokonale tuhé a převislý konec hřídele má menší průřez než hřídel mezi ložisky. Proto je rozdíl mezi výpočtem a hodnotou získanou experimentálně tak velký.

Model rotor bude vždy tuhý a bude pracovat pod prvními kritickými otáčkami, protože maximální provozní otáčky jsou 46,7 Hz, což i se započtením vlivu gyroskopických účinků dává dostatečný odstup od první vlastní frekvence ohybového kmitání.

6 Měření

Vyvažování probíhalo v laboratoři katedry mechaniky. Na upraveném modelu jsem vyvažoval převislý konec rotoru pomocí metody provozního vyvažování ve dvou rovinách.

Pro měření jsem použil jednokanálový přístroj Microlog CMVA 10 od firmy SKF, který je zobrazen na obr. 6.1



Obr. 6.1 - Microlog CMVA 10

Pomocí optické sondy (viz obr. 6.2) se měřila fáze tak, že na obvodu kotouče byla umístěna optická značka v nulové poloze (viz obr 6.4), kterou snímala optická sonda.



Obr. 6.2 - Optická sonda

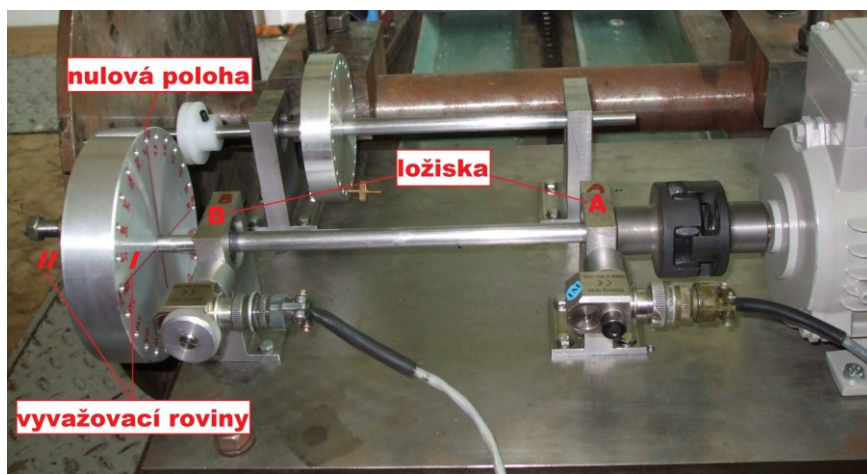
Aby se co nejvíce minimalizovaly chyby způsobené měřením, byly použity dva snímače vibrací (akcelerometry) od firmy SKF, které snímaly vibrace vždy na jednom ložisku. Protože se jednalo o jednokanálový přístroj, snímače se musely při samotném

měření přepojovat v Micrologu. Tím pádem bylo docíleno přesnějších výsledků měření. Sestava měření je vidět na obr. 6.3.



Obr. 6.3 - Sestava měření

Protože jsem měřil ve dvou rovinách, určil jsem si jako rovinu *I* vnitřní stranu kotouče, na které je znázorněna stupnice pro lepší orientaci a rovinu *II* na vnější straně kotouče (viz obr. 6.4). Počátek jsem určil na stupnici v místě 0° , kde jsem také na horní plochu nalepil optickou značku, což je patrné z obr 6.4.



Obr. 6.4 - Určení rovin a počátku

Měření jsem prováděl na ložiscích *A* a *B*, které jsou umístěné v ložiskových domcích. Ložiska v motoru se v tomto případě neměří.

Abych zjistil, kde se nacházejí největší hodnoty vibrací, změřil jsem na ložiscích *A* a *B* celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací v_{ef} v horizontálním, vertikálním a axiálním směru. Změřené hodnoty jsou uvedeny v tab. 2.

Rychlost	$v_{ef} [mm/s]$	
Místo/směr	A	B
Horizontálně	1,9	2,5
Vertikálně	0,8	0,4
Axiálně	1,0	1,1

Tab. 2 - Celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací v_{ef}

Největší hodnoty vibrací byly naměřeny v horizontálním směru na ložisku *B*. Dle normy ČSN ISO 10816 (viz kapitola 3.2) vibrace ležely v pásmu B. Pokusil jsem se vyvážit rotor tak, aby došlo k co největšímu snížení vibrací v tomto směru.

Provedl jsem referenční měření (nultý chod) v horizontálním směru a zjistil u ložisek *A* a *B* amplitudu a fázi. Zjištěné hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$	1,5	2,0
Fáze $[^\circ]$	225	213

Tab. 3 - Nultý chod

Do vyvažovací roviny *I* jsem vložil zkušební závaží o hmotnosti $m_{T1} = 2g$, které jsem umístil v nulové poloze a provedl první zkušební chod (viz tab. 4).

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$	1,7	2,3
Fáze $[^\circ]$	218	200

Tab. 4 - První zkušební chod

Do vyvažovací roviny *II* jsem vložil zkušební závaží o hmotnosti $m_{T2} = 9,7g$, které jsem opět umístil v nulové poloze a provedl druhý zkušební chod (viz tab. 5).

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$	2,4	3,2
Fáze $[^\circ]$	198	184

Tab. 5 - Druhý zkušební chod

V Micrologu jsem spustil výpočet velikosti a polohy potřebných vyvažovacích závaží. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tab. 6.

Rovina	<i>I</i>	<i>II</i>
Hmotnost $[g]$	0,7	11,9
Poloha $[^\circ]$	31	238

Tab. 6 - Velikost a poloha vyvažovacích závaží 1

Dle zjištěných hodnot (viz tab. 6) jsem umístil potřebná závaží do rovin *I* a *II* v dané poloze. Daná poloha se odměřila proti směru otáčení rotoru od počáteční polohy. Po vložení závaží jsem provedl kontrolní chod (viz tab. 7).

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$	0,6	0,7
Fáze $[^\circ]$	222	200

Tab. 7 - Kontrolní chod 1

Pro dosažení nižších vibrací jsem vložil další vyvažovací závaží do obou rovin. Velikost a místo určil Microlog výpočtem. Zjištěné hodnoty jsou zapsány v tab. 8.

Rovina	<i>I</i>	<i>II</i>
Hmotnost [g]	1,6	9,6
Poloha [°]	45	203

Tab. 8 - Velikost a poloha vyvažovacích závaží 2

Opět jsem provedl kontrolní chod a hodnoty zapsal do tab. 9.

Ložisko	A	B
Amplituda [mm/s]	0,5	0,5
Fáze [°]	288	289

Tab. 9 - Kontrolní chod 2

Po vyvážení jsem provedl změření celkových hodnot efektivní rychlosti vibrací v_{ef} .
Výsledné hodnoty měření jsem uvedl do tab. 10.

Rychlost	v_{ef} [mm/s]	
Místo/směr	A	B
Horizontálně	0,6	0,7
Vertikálně	0,4	0,3
Axiálně	0,2	0,4

Tab. 10 - Celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací v_{ef} po vyvážení

Před samotným vyvažováním se vibrace rotoru pohybovaly v pásnu B. Největší změřená hodnota vibrací byla dle očekávání zjištěna na ložisku B v horizontálním směru. Pro měření jsem využil přístroj Microlog CMVA 10, optickou sondu pro měření fáze a dva akcelerometry. Vše bylo použito od firmy SKF. Pomocí metody provozního vyvažování ve dvou rovinách jsem docílil snížení vibrací v obou ložiscích ve všech směrech. Dle hodnocení vibrací normou ČSN ISO 10816 se vibrace po vyvážení pohybovaly v pásnu A.

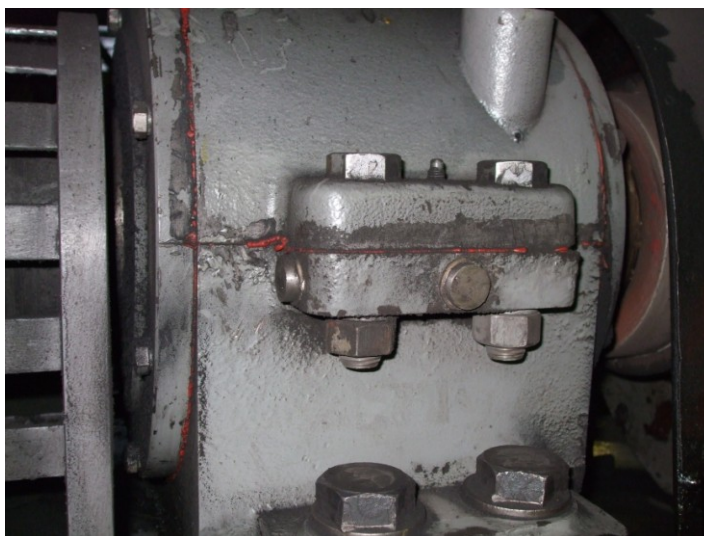
V příloze přikládám protokol z vyvažování a návod do cvičení „Vyvažování rotoru s převislým koncem“, který je sestaven podle kapitoly 6.

7 Vyvažování přepisných rotorů v praxi

Během psaní bakalářské práce jsem měl možnost vidět vyvažování rotoru s převislým koncem v praxi. Vyvažování se odehrálo v Elektrárně Ostrava-Třebovice, která je významným zdrojem tepelné a elektrické energie. Provozovatelem je Dalkia Česká republika a.s. Elektrárna má v současné době tepelný výkon 765MW a elektrický výkon 180 MW. Pro výrobu elektrické energie a tepla se využívá černé uhlí.

Technik společnosti Amplus servis a.s. vyvažoval mlýnský ventilátor typu MV 142, který vhání směs vzduchu a uhelného prachu do kotle. Jednalo se o ventilátor, který byl pružně uložen na pryžových podložkách. Při příchodu k rotoru jsem cítil vibrace, které pronikaly od nevyváhy rotoru do okolí.

K měření byla použita stroboskopická lampa, Microlog CMVA 45 a snímač zrychlení (akcelerometr), vše od společnosti SKF. Jelikož z konstrukčního hlediska nebylo možné vyvažovat ve dvou rovinách, byla použita nejpoužívanější metoda v praxi metoda provozního vyvažování v jedné rovině s fází – vektorová metoda. V tomto případě se vibrace měřily i na elektromotoru. Jelikož se stroj pravidelně monitoruje, jsou na stroji nalepeny měřící body, aby se měření provádělo vždy na stejných místech (viz obr. 7.1). Měřilo se v horizontálním, vertikálním a axiálním směru.



Obr. 7.1. - Měřící místa

Provedlo se měření, kdy se zjistily celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací na ložiscích 1-4. Největší vibrace byly zjištěny ve vertikální poloze. Technik provedl nultý chod, kdy změřil amplitudu a fázi vibrací na otáčkové složce a tím zjistil počáteční vektor v_o . Stroboskopickou lampou se změřily otáčky rotoru, které měly hodnotu 1480 min^{-1}

a určila se nulová poloha rotoru. Protože nebylo možné připevnit na rotor optickou značku, z důvodu prašného prostředí, za značku se využila drážka pro péro na hřídeli (viz obr 7.2). Rotor se ustavil do nulové polohy.

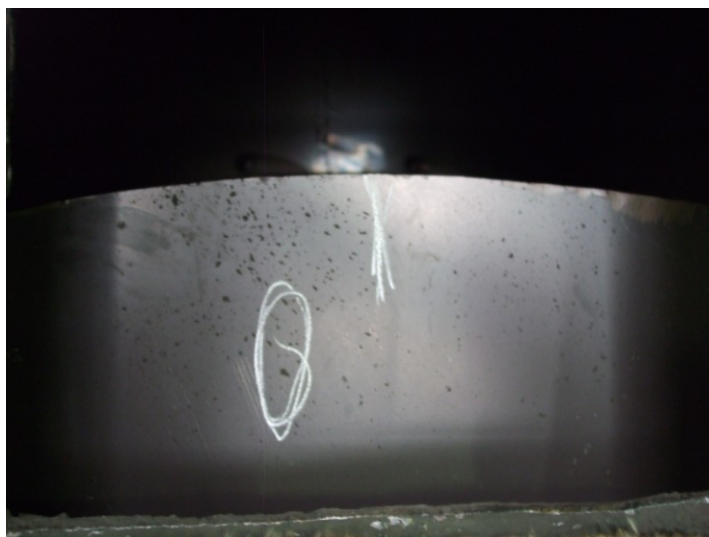


Obr. 7.2 - Fázová značka rotoru

Protože se závaží připevňuje na pevno svařováním, není možné umísťovat do obvodu kotouče, zkušební závaží. Pokud se například závaží umístí špatně, musí se poté odbrousit.

Vektor v_1 , odpovídající složení počáteční nevyváženosti a vlivu zkušebního závaží, se určil z praxe a zkušeností technika, protože stroj se měřil pravidelně. Technik využil grafickou metodu, naznačil si vektory do grafu a zjistil polohu závaží. U tohoto rotoru byl zjištěn fázový posuv z praxe. Odměřovalo se proti směru otáčení.

Z důvodu bezpečnosti se dává méně závaží na vícekrát. Rotor se odstavil, technik ustavil rotor do nulové polohy (viz obr. 7.3) a určil místo a velikost vyvažovacího závaží (viz obr 7.4). Jako stupnice posloužily lopatky ventilátoru, které byly rozděleny na stupně. Ventilátor měl třicet dva lopatek. Jelikož se závaží navaňuje, musí se brát v potaz i hmotnost housenky.



Obr. 7.3 - Ustavení rotoru do nulové polohy



Obr. 7.4 - Navaření vyvažovacího závaží

Rotor se nechal znovu najet, počkalo se, až začne pracovat při provozních podmínkách a změřil se kontrolní chod. Protože vibrace vykazovaly stále vysoké hodnoty, na ventilátor se umístilo další závaží. Na ventilátor se umístila celkem dvě závaží, takže se rotor musel dvakrát odstavit a znovu nechat najet. Po vyvážení se provedlo kontrolní měření na všech ložiscích. Vyvažování trvalo celkem dvě hodiny.

Nevyváženost vzniká u mlýnského ventilátoru opotřebením lopatek úhelným prachem názorné z obr. 7.5. Před vyvážením se hodnoty vibrací podle normy ČSN 1122011 pohybovaly v pásnu C a po vyvážení se vibrace dostaly do pásma A.



Obr. 7.5 - Opotřebované lopatky mlýnského ventilátoru

Díky informacím, získaných při praktickém měření, jsem nabyt nových poznatků a více porozuměl dané problematice, což jsem využil při psaní bakalářské práce. V příloze přikládám protokol měření z vyvažování mlýnského ventilátoru, který je rozdělen na část před a po vyvážení. Jsou zde uvedena jednotlivá ložiska, u kterých jsou změřené vibrace v jednotlivých směrech. Z protokolu je patrné výrazné snížení vibrací po vyvážení ventilátoru.

8 Závěr

V bakalářské práci byla zpracována teoretická část zabývající se mechanickým kmitáním, které je důležitým vědním oborem ve strojírenství. Základní vlastnosti kmitavých pohybů byly ukázány na pohybech s jedním stupněm volnosti a pro názornost byly doplněny obrázky. V další části práce je pojednáno o měření vibrací, jaké jsou základní parametry měření, které se používají snímače, jaké nežádoucí jevy mohou ovlivnit měření a jak se hodnotí změřené vibrace podle normy.

Část teoretické práce je věnována typům nevyváženosti rotorů a jejich dělení, jakým způsobem se projeví nevyváženost ve spektru, jsou zde rozebrána specifika tuhého a pružného rotoru a důležitost zjištění kritických otáček.

Rozsáhlou kapitolu tvoří vyvažování, ve které jsou rozebrány druhy vyvažování se specifiky. Důraz je kladen na metodiku provozního vyvažování v jedné a ve dvou rovinách s uvedením specifik pro rotor s převislým koncem. V práci je také zmínka o exkurzi v Elektrárně Ostrava-Třebovice, kde se vyvažoval mlýnský ventilátor MV 142.

V praktické části byly navrženy úpravy stávajícího modelu, který je v předmětu Vibrační diagnostika používán pro vyvažování ve dvou rovinách, tak aby umožňoval realizaci rotoru s převislým koncem. Byl zpracován výkres upravené části, který je přílohou této práce. Rotor byl navržen tak, aby pracoval pod kritickými otáčkami, které byly orientačně určeny výpočtem a následně ověřeny experimentálně. Byla ověřena funkčnost modelu a následně probíhalo vyvažování pomocí metody provozního vyvažování ve dvou rovinách. Měřilo se na ložiscích *A* a *B* v horizontálním, vertikální a axiálním směru. K vyvažování byl použit vyhodnocovací přístroj Microlog CMVA10, optická sonda pro měření fáze a dva akcelerometry. Vibrace způsobené nevyváhou vykazovaly hodnoty, které byly zařazeny do pásma B podle normy ČSN ISO 10816 a po vyvážení rotoru se hodnoty pohybovaly v pásmu A podle stejné normy. Protokol z měření je přílohou této práce. Byl sestaven návod pro cvičení „Vyvažování rotoru s převislým koncem“, který bude zařazen do předmětu Vibrační diagnostika a je přílohou této práce.

9 Použitá literatura

- [1] BILOŠ, Jan, Vibrační diagnostika [online]
<http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [2] BILOŠOVÁ, Alena. *TÝMOVÁ CVIČENÍ DO PŘEDMĚTU VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKA : Návod do cvičení předmětu "Vibrační diagnostika* [online]. vydání první. Ostrava : Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.337.vsb.cz/>>
- [3] BROUSIL, Jaromír; SLAVÍK, Jaromír; ZEMAN, Vladimír. *Dynamika*. vydání první. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1989. 328 s. ISBN 80-03-00164-1.
- [4] BUSCARELLO, Ralph T. *Updateinternational.com* [online]. 2002 [cit. 2011-05-22]. Online text Textbook. Dostupné z WWW:
<<http://www.updateinternational.com/VibrationBook.htm>>
- [5] FEST, Radek. *Návrh modelu pro provozní vyvažování ve dvou rovinách*. Ostrava, 2010. 49 s. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky.
- [6] FRYML, Bohumil; BORŮVKA, Vladimír. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. vydání první. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1962. 237 s. ISBN 80-03-00164-1.
- [7] GASCH, Robert; PFÜTZNER, Herbert. *Dynamika rotorů*. vydání první. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1980. 163 s. L12-B3-IV-41/22685.
- [8] JULIŠ, Karel; BORŮVKA, Vladimír; FRYML, Bohumil. *Základy dynamického vyvažování*. vydání první. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1979. 264 s. L13-B3-V-41f/22502.
- [9] ONDROUCH, Jan, PODEŠVA, Jiří: *Technické kmitání: [CD - ROM]*, Ostrava 2010, 119 s.
- [10] *Irdbalancing.com* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Balancing. Dostupné z WWW: <<http://www.irdbalancing.com/default.asp>>

10 Přílohy

Příloha A - Vyvažovací protokol

Příloha B - Návod do cvičení

Příloha C - Protokol měření MV 142

Výrobní výkres kotouče - SB3APM01-01

PODĚKOVÁNÍ

Rad bych tímto poděkoval paní Mgr. Ing. Aleně Bilošové, Ph.D. za trpělivost, odborné připomínky a pomoc při vypracování bakalářské práce.

Děkuji také Dr. Ing. Janu Bilošovi za cenné připomínky z praxe a za zprostředkování exkurze do Elektrárny Ostrava-Třebovice, kde jsem získal informace, které jsem využil při psaní bakalářské práce.

Příloha A - Vyvažovací protokol

SKF

19-MAY-11

Page 1

Balance Report

ID:

WEIGHTS LEFT IN FOREVER:NO

Trial Weights				Runout			
	Point A	Point B		Point A	Point B		
Weight:	2.0	9.6997	GRMS	Mag :	0	0	MM/S
Angle :	0	0	DEG	Phase :	0	0	DEG

Data

Reference Run				Trial Run #1			
Speed :			Hz	Speed :			Hz
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	1.4549	1.9754	MM/S	Mag :	1.7041	2.288	MM/S
Phase :	224.6	213.1	DEG	Phase :	218.8999	198.6999	DEG

Trial Run #2				Trim Run			
Speed :			Hz	Speed :			Hz
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	2.3767	3.2028	MM/S	Mag :	0.6055	0.6594	MM/S
Phase :	197.3999	184.1	DEG	Phase :	221.8	195.8999	DEG

Influ Coefficient

Plane 1				Plane 2			
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	0.1471	0.3089	GRMS/MM/S	Mag :	0.131	0.1813	GRMS/MM/S
Angle :	189.5	146.0328	DEG	Angle :	165.8412	151.1074	DEG

Correction Weight

Initial Weight				Trim Weight			
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Weight:	0.7295	11.9239	GRMS	Weight:	1.6197	9.6903	GRMS
Angle :	31.1908	238.4903	DEG	Angle :	44.5689	203.3863	DEG

Příloha B - Návod do cvičení, část 1.

Cvičení: Vyvažování rotoru s převislým koncem

A. Přípravná část – Měření v_{ef} a hodnocení dle ČSN ISO 10816

Postup:

1. Nakreslete schéma měřeného stroje:
2. Označení měřicího přístroje:
3. Celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací v_{ef}

Rychlost	v_{ef} [mm/s]					
Místo/Směr						
Horizontálně						
Vertikálně						
Axiálně						

4. V tabulce zjistěte mohutnost vibrací tj. největší hodnotu v radiálním směru (která slouží k hodnocení stroje dle ČSN ISO 10816).

maximální v_{ef} =

5. Hodnocení stroje dle normy ČSN ISO 10816:

6. Závěr:

7. Nastavte nabídky na Micrologu tak, aby bylo možné měřit amplitudové spektrum a fázi složek.
8. Ustavte fotosondu tak, aby byl dostatečný signál pro spouštění měření.
9. Proved'te měření amplitudy a fáze otáčkové složky vibrací (1X) ve vybraných místech:

Složka 1X	(mm/s)deg	
Místo/směr		
Horizontálně		
Vertikálně		

10. Ohodnoťte poměr amplitud a fází s ohledem na možnost vyvažování rotoru s převislým koncem:

11. Doporučení:

Příloha B - Návod do cvičení, část 2.

B. Vyvažování rotoru s převislým koncem

Postup:

1. Proved'te nultý chod:

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$		
Fáze $[^\circ]$		

2. Vložte zkušební závaží do vyvažovací roviny **I**:

$$m_{T1} =$$

3. Proved'te první zkušební chod:

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$		
Fáze $[^\circ]$		

4. Vložte zkušební závaží do vyvažovací roviny **II**:

$$m_{T2} =$$

5. Proved'te druhý zkušební chod:

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$		
Fáze $[^\circ]$		

6. Spust'te v Micrologu výpočet velikosti a polohy potřebných vyvažovacích závaží a následně je do požadovaných míst vložte.

Rovina	<i>I</i>	<i>II</i>
Hmotnost $[g]$		
Poloha $[^\circ]$		

Příloha B - Návod do cvičení, část 3.

7. Proved'te kontrolní chod:

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$		
Fáze $[^\circ]$		

8. Pokud je vyvážení nedostačující, dle Micrologu vložte do požadovaných míst vyvažovací závaží o požadované velikosti:

Rovina	<i>I</i>	<i>II</i>
Hmotnost $[g]$		
Poloha $[^\circ]$		

9. Proved'te kontrolní chod:

Ložisko	A	B
Amplituda $[mm/s]$		
Fáze $[^\circ]$		

10. Změřte v_{ef} ve všech měřicích bodech:

Rychlost	$v_{ef} [mm/s]$					
Místo/Směr						
Horizontálně						
Vertikálně						
Axiálně						

11. Zhodnocení měření:

Datum:

Měřil:

Podpis:

Příloha C - Protokol měření MV 142, část 1.

Last Measurement Report

16.3.2011 15:51:29

Last Measurement Report

Source: Filtered workspace.1

16.3.2011 15:50:56

MV142 - L1

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
MV142 - L1H	16.3.2011	3,957	3,593	mm/s	10,1
MV142 - L1V	16.3.2011	2,904	1,459	mm/s	99
MV142 - L1A	16.3.2011	3,668	1,031	mm/s	256

MV142 - L2

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
MV142 - L2H	16.3.2011	2,396	1,795	mm/s	33,5
MV142 - L2V	16.3.2011	3,791	1,743	mm/s	118
MV142 - L2A	16.3.2011	2,743	1,068	mm/s	157

MV142 - L3

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
MV142 - L3H	16.3.2011	1,804	1,698	mm/s	6,25
MV142 - L3V	16.3.2011	3,572	1,385	mm/s	158
MV142 - L3A	16.3.2011	2,904	1,381	mm/s	110

MV142 - L4

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
MV142 - L4H	16.3.2011	2,722	1,388	mm/s	96,1
MV142 - L4V	16.3.2011	1,688	1,336	mm/s	26,4
MV142 - L4A	16.3.2011	3,224	1,216	mm/s	165

ETB MV 142 - L1

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
ETB MV 142 - L1H	16.3.2011	9,278	7,312	mm/s	26,9
ETB MV 142 - L1V	16.3.2011	8,127	5,187	mm/s	56,7
ETB MV 142 - L1A	16.3.2011	9,400	5,562	mm/s	69

PO
VYVÁŽENÍ

PŘED
VYVÁŽENÍ

Příloha C - Protokol měření MV 142, část 2.

Last Measurement Report

16.3.2011 15:51:29

ETB MV 142 - L2

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
ETB MV 142 - L2H	16.3.2011	4,068	3,114	mm/s	30,6
ETB MV 142 - L2V	16.3.2011	10,837	7,938	mm/s	36,5
ETB MV 142 - L2A	16.3.2011	9,173	5,924	mm/s	54,9

ETB MV 142 - L3

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
ETB MV 142 - L3H	16.3.2011	5,868	3,483	mm/s	68,5
ETB MV 142 - L3V	16.3.2011	10,196	7,275	mm/s	40,1
ETB MV 142 - L3A	16.3.2011	8,333	4,240	mm/s	96,5

ETB MV 142 - L4

Last Measurement

<u>POINT name</u>	<u>Date</u>	<u>Last value</u>	<u>Previous value</u>	<u>Units</u>	<u>% change</u>
ETB MV 142 - L4H	16.3.2011	8,762	4,974	mm/s	76,1
ETB MV 142 - L4V	16.3.2011	6,301	4,840	mm/s	30,2
ETB MV 142 - L4A	16.3.2011	8,789	4,847	mm/s	81,3